



Kapalinou chlazená hlava a válec jednoválcového čtyřdobého motoru obsahu 250 ccm.

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Martin Kovář**
Vedoucí práce: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Design

Author: **Bc. Martin Kovář**
Supervisor: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Kovář**
Osobní číslo: **S13000715**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Kapalinou chlazená hlava a válec jednoválcového čtyřdobého motoru obsahu 250 ccm.**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Konstrukce a výpočty hlavy a válce kapalinou chlazeného jednoválcového motoru pro sportovní motocykl. Cílem je optimalizace proudění chladicího kapalného média pro snížení a zrovnomenění teplot v kritických místech hlavy válce.

1. Rešerše problematiky kapalinou chlazených jednoválcových motorů zaměřená na možné způsoby snížení lokálních teplot v extrémně namáhaných místech hlavy válce. Databáze výkonnostních a rozměrových parametrů jednoválcových kapalinou chlazených motorů 250 ccm pro sportovní využití a naznačení vývojového trendu.
2. Konstrukce kapalinou chlazeného válce a hlavy čtyřdobého zážehového motoru s rozvodem OHC.
3. Termodynamický výpočet tlaků a teplot ve válci motoru, návrh rozdělení teplotních toků z válce do okolní struktury motoru.
4. Optimalizace průtoků chladicí kapaliny s cílem odvedení tepla a snížení lokálních extrémních teplot v okolí výfukových sedel a zapalovací svíčky.
5. Cílem je optimalizace chlazení pro extrémní zatížení motoru. Předpokládá se částečné využití výsledků práce v budoucích projektech katedry vozidel a motorů TUL.

Rozsah grafických prací: **det. hlavy a válce motoru**

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [2] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [3] BLAIR, Gordon. *Design and simulation of four-stroke engines*. Warrendale: SAE International, 1999. ISBN 0-7680-0440-3.
- [4] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha: SNTL, 1983. ISBN 04-222-83.
- [5] STONE, Richard. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Warrendale: SAE International, 1992. ISBN 0-7680-0495-0.


Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.**
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: **6. března 2015**

Termín odevzdání diplomové práce: **6. června 2016**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 6. března 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 30.5.2016

Podpis:



Kapalinou chlazená hlava a válec jednoválcového čtyřdobého motoru obsahu 250 cm³

Anotace

Diplomová práce se zabývá problematikou chlazení kritických oblastí vystavených vysokým teplotám při provozu kapalinou chlazené jednoválcové jednotky o objemu 250 cm³ určenou pro sportovní využití a optimalizuje odvod extrémních teplot z těchto oblastí.

Optimalizace se děje CFD simulací proudění chladicí kapaliny za pomoci softwaru Ansys a následných úprav v konstrukci chladících kanálů v hlavě a ve válci motoru.

Klíčová slova:

motocyklový motor, kapalinové chlazení, motor, CFD, Fluent

Annotation

This thesis deals with the cooling of critical areas exposed to high temperatures during operation, liquid-cooled single-cylinder unit 250 cm³ intended for sport use and optimizes the exhaust extreme temperatures of these regions.

Optimization is happening CFD simulations coolant flow with the help of Ansys software and subsequent modifications in the design of the cooling channels in the head and cylinder engine.

Key words:

motorcycle engine, liquid-cooled, engine, CFD, Fluent

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

Obsah

1 Úvod.....	12
1.1 Cíle práce	13
1.2 Kapalinové chlazení jednoválcových motorů	14
1.2.1 Termosifonové (gravitační, samooběžné) chlazení	15
1.2.2 Chlazení s nuceným oběhem chladicí kapaliny	16
1.2.3 Kombinované kapalinové chlazení	18
1.2.4 Části kapalinového chlazení	19
1.3 Databáze výkonnostních a rozměrových parametrů motorů.....	22
2 Konstrukce válce a hlavy.....	29
2.1 Hlava	29
2.2 Válec	31
3 Termodynamický výpočet tlaků a teplot při spalování.....	32
3.1 Návrh rozdělení teplotních toků z válce do okolní struktury motoru	34
4 Optimalizace chlazení.....	38
4.1 Simulace proudění chladicí kapaliny	38
4.2 Simulace chlazení motoru	41
4.3 Interpretace výsledků simulace kapalinového chlazení	42
4.3.1 Varianta č. 0 (V0)	43
4.3.2 Varianta č. 1 (V1)	44
4.3.3 Varianta č. 2 (V2)	46
4.3.4 Varianta č. 3 (V3)	47
4.3.5 Varianta č. 4 (V4)	49
5 Závěr	51
Seznam použité literatury	53
Seznam příloh	54

Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma termosifonového chlazení [2]	16
Obr. 2: Schéma chlazení s nuceným oběhem [2].....	17
Obr. 3: Sportovní jednoválce o objemu 250 cm ³ [8]	17
Obr. 4: Schéma kombinovaného chlazení [2].....	18
Obr. 5: Pohled na 5 ventilovou hlavou	29
Obr. 6: Řez ocelovou vložkou	29
Obr. 7: Zkušební model chlazení	30
Obr. 8: Model chladících kanálů hlavy.....	31
Obr. 9: Model chladících kanálů válce	31
Obr. 10: Pohled na válec	31
Obr. 11: Teplotní pole pístu v °C [9]	37
Obr. 12: Teplotní pole výfukového ventilu v °C [9].....	37
Obr. 13: Teplota stěny z programu Tlak.....	37
Obr. 14: Teplota hlavy z programu Tlak	37
Obr. 15: Síť konečných elementů chlazení.....	39
Obr. 16: Model chladících kanálů.....	39
Obr. 17: Rozložení součinitele přestupu tepla na povrchu	40
Obr. 18: Model hlavy a válce Obr. 19: Síť konečných elementů hlavy a válce	41
Obr. 20: Spojení simulace proudění a přestupu tepla	41
Obr. 21: Měřicí oblasti průtoku v těsnění	43
Obr. 22: Model chlazení V0	43
Obr. 23: Proudnice V0	44
Obr. 24: Model chlazení V1	44
Obr. 25: Proudnice V1	45
Obr. 26: Teplotní pole V1	45
Obr. 27: Model chlazení V2	46
Obr. 28: Proudnice V2	46
Obr. 29: Teplotní pole V2.....	47
Obr. 30: Model chlazení V3	47
Obr. 31: Proudnice V3	48
Obr. 32: Teplotní pole V3.....	48
Obr. 33: Model chlazení V4	49

Obr. 34: Proudnice V4	49
Obr. 35: Teplotní pole V4.....	50

Seznam grafů

Graf 1: Trend vývoje výkonu.....	25
Graf 2: Trend vývoje otáček	26
Graf 3: Trend vývoje kompresního poměru	26
Graf 4: Trend vývoje velikosti vrtání	27
Graf 5: Trend vývoje velikosti zdvihu.....	27
Graf 6: Trend vývoje počtu ventilů.....	28
Graf 7: Časování ventilů	32
Graf 8: Průběh tlaku a teploty v závislosti na pootočení KH	33
Graf 9: Průběh součinitele přestupu tepla v závislosti na pootočení KH	34
Graf 10: Součinitel přestupu tepla na stěnu válce.....	36

Seznam tabulek

Tab. 1: Hlavní parametry 250 cm ³ motorů	24
Tab. 2: Základní parametry motoru	32
Tab. 3: Hodnoty okrajových podmínek	35
Tab. 4: Okrajové podmínky částí motoru	36
Tab. 5: Okrajové podmínky chlazení.....	38
Tab. 6: Parametry FEM modelu pro přestup tepla.....	42
Tab. 7: Velikosti průřezů V0	44
Tab. 8: Velikost průřezů V1	45
Tab. 9: Velikost průřezů V2	46
Tab. 10: Velikosti průřezů V3	48
Tab. 11: Velikosti průřezů V4	49
Tab. 12: Velikosti průřezů V4	50

Seznam zkratk

PSM	pístový spalovací motor
KH	klikový hřídel
MKP	metoda konečných prvků
Vz	vzduch
Kap	kapalina
H _u	výhřevnost paliva
ϑ	hustota tepelného toku
α	součinitel přestupu tepla
$\bar{\alpha}$	střední hodnota součinitele přestupu tepla
φ	úhel pootočení KH
T	teplota
\bar{T}	střední hodnota teploty náplně ve válci
T _{CYL}	teplota náplně válce
V _Z	zdvihový objem motoru
Q	teplo

1 Úvod

Současný vyspělý stav technologií a materiálů umožňuje použití jak kapalinového tak i vzduchového chlazení pístových spalovacích motorů s téměř podobným efektem odvodu tepla. Kde se dříve výhradně používalo kapalinového chlazení, může být dnes nahrazeno vzduchovým chlazením a naopak. Právě s přispěním rozvoje technologií a to zejména v oblasti výpočetní techniky a softwaru v podobě simulačních programů nám dávají možnost nahlédnout na děje probíhající při provozu spalovacích motorů zcela z jiného úhlu pohledu, než doposud známe. Zvyšování výpočetního výkonu počítačů a snaha vývojářských společností implementovat simulační moduly metody konečných prvků do parametrických modelářů dává konstruktérům nevídané možnosti. Především se zkracuje doba od návrhu po finální produkt.

Přesto i nadále bude mít největší váhu o volbě kapalinového či vzduchového chlazení PSM jejich účel a použití. Specifickou oblastí je použití PSM v motoristickém sportu, kde finanční stránka realizování PSM ustupuje do pozadí a je kladen důraz na dosažitelné výsledky a vítězství.

1.1 Cíle práce

Cílem je optimalizace proudění chladicího kapalného média pro snížení a zrovnoměnění teplot v kritických místech hlavy válce a to především můstku mezi výfukovými sedly a oblasti kolem zapalovací svíčky. Z výsledků optimalizace vycházela konstrukce hlavy a válce jednoválcového čtyřdobého motocyklového motoru o objemu 250 cm^3 určeného pro sportovní využití. Konstrukce hlavy a válce byla uzpůsobena sportovnímu využití a tomu bylo i přihlédnuto při tepelném zatížení viz kapitola 3, jenž se od běžného provozu značně liší.

Veškeré úpravy chladicích kanálů, provedené simulace proudění a rozložení teplot jsou realizovány na rozhraní 3D dat. Pro práci s 3D daty a následné modelování změn chladicích kanálů byl použit program CATIA V5R19 a programu Ansys Workbench R16 bylo užito k simulování dějů a interakcí mezi kapalinovým chlazením a PSM.

Simulace chladicího efektu kapalinového chlazení byla rozdělena na dvě dílčí simulace. První simulace se dělá za pomoci programu Ansys Fluent a odhalovala proudění samotné chladicí kapaliny v chladicích kanálech bez aplikování termodynamických dějů ze spalovacího procesu a určovala součinitel přestupu tepla na rozhraní styku chladicí kapaliny a chladicího kanálu. Tyto výsledky byly použity jako vstup do druhé simulace. Jednalo se o simulaci rozložení teplot v jednotlivých částech motoru za pomoci programu Ansys Mechanical APDL, kde už byly zapojeny do simulace konkrétní hodnoty z termodynamických dějů spalovacího procesu.

Po analýze simulace výchozího stavu proudění a rozložení teplot, kde byly identifikovány jeho nedostatky, následovala postupná optimalizace chladicích kanálů, při níž bylo zkoušeno několik úprav chladicích kanálů a jejich vliv na proudění a rozložení teplot. V potaz je brána vyrobitelnost chladicích kanálů. Výsledkem této práce jsou optimalizované chladicí kanály zaručující maximální odvod tepla z kritických míst.

1.2 Kapalinové chlazení jednoválcových motorů

Chlazení PSM má za úkol odvádět přebytečné teplo, vznikající při spalování a při provozu PSM, z nejvíce tepelně zatížených míst jako jsou stěny válce, hlavy, můstků mezi sedly ventilů a ostatních částí motoru. Jako chladicí médium se používá destilovaná voda nebo směs destilované vody a látek zamezujících zamrznutí (převážně etylenglykol) či korozi systému a udržují tepelné namáhání těchto součástí na stanovené mezi. Chlazení PSM udržuje teplotu a její rozložení v PSM na takové výši, která je pro provoz PSM nejvhodnější (válce, písty, ventily, ...). Nepřímé chlazení umožňuje použití běžných materiálů díky nižší provozní teplotě. Ta zlepšuje plnicí účinnost válců. Nepřímé chlazení umožňuje větší objemový výkon než chlazení vzduchem. Teplota částí PSM nejvíce ovlivňuje sklon k detonačnímu spalování, jakost a životnost motorového oleje a tím pádem i životnost celého PSM.[1]

Při použití kapaliny je chladicí soustava koncipována jako samostatný celek, kdežto při použití oleje může být rovněž chladicí soustava koncipována jako samostatný celek, ale daleko častěji se s výhodou využívá motorového oleje s patřičným navýšením jeho objemu a přidání chladiče oleje. V obou případech se jedná o chlazení s nuceným oběhem, aby byla zajištěna cirkulace chladiva v chladicích kanálech a tím i dostatečný odvod tepla. Ve většině případů bývá chladicí soustava vybavena termostatem, chladičem, vyrovnávací nádrží, přetlakovým ventilem a ventilátorem.

Uzavření systému je provedeno zátkou chladiče nebo expanzní nádobky. Zátka zahrnuje podtlakový a přetlakový ventil umožňující nasátí či vypuštění chladicí kapaliny ze systému do expanzní nádobky (vyrovnávací nádrže) vlivem teplotní roztažnosti kapaliny. Zátky dnešních systémů otevírají přibližně při přetlaku 0,15 MPa a při podtlaku 0,01 MPa, což má za následek zvyšování provozní teploty a signalizaci překročení teploty až při 120°C.[2]

Zvýšení výkonnosti chladicího systému při zachování rozměrů čerpadla a chladiče je možno poměrně jednoduše dosáhnout zvýšením přetlaku v chladicí soustavě a současně s tím omezit vznik parních bublin. Se zvýšením tlaku o 0,01 MPa se zvyšuje teplota varu o 2,1 °C. Při přetlaku 0,1 MPa tak vzroste kritická teplota na 120 °C a tedy i teplotní spád se zvýší o 20 °C.[1]

Kapalinové chlazení i přes větší hmotnost a výrobní náročnost má své nesporné výhody. Zajišťuje rovnoměrné chlazení a dovoluje udržovat nejvhodnější teplotu celého bloku motoru. Relativně rovnoměrné rozložení teploty bloku motoru úspěšně potlačuje

problémy s teplotní roztažností různých materiálů a díky tomu se mohou zejména písty a ostatní díly vyrábět s menšími rozměrovými tolerancemi. Další výhodou je i účinné tlumení provozního hluku, kde blok motoru je v podstatě obalen vrstvou kapaliny. Chlazení lze použít na zlepšení komfortu řidiče (vytápění), předehřev paliva či chlazení motorového oleje.[1]

Nevýhodou kapalinového chlazení je nutnost zajištění těsnosti celého systému, zvýšené riziko koroze chladících kanálů a tvorba úsad na teplosměnných plochách a případně v zimním období hrozí možnost zamrznutí chladicí kapaliny.

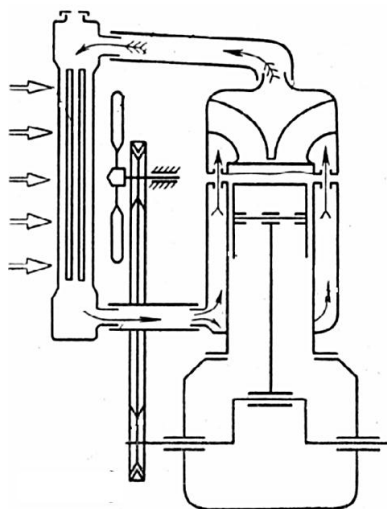
Kapalinové neboli nepřímé chlazení lze rozdělit dle konstrukce na dva druhy a případně jejich kombinaci:

- termosifonové (gravitační, samooběžné) chlazení
- chlazení s nuceným oběhem chladicí kapaliny
- kombinované kapalinové chlazení

1.2.1 Termosifonové (gravitační, samooběžné) chlazení

Cirkulace chladicí kapaliny je zajištěna jejími fyzikálními vlastnostmi a přizpůsobení konstrukce systému těmito vlastnostem. Rozdílné měrné hmotnosti zahřáté a ochlazené chladicí kapaliny způsobují neustálý pohyb jejich molekul, tzv. zahřátá kapalina stoupá vzhůru sběrnou trubicí do chladiče, kde je kapalina ochlazována proudícím vzduchem pronikajícím během jízdy přes výměník. Ochlazená kapalina klesá dolů a opět se vrací do motoru. Nejdůležitější částí tohoto systému je chladič, který musí mít značný teplotní spád až 30° C. V důsledku toho je vysoký, protože se zvyšující se výškou chladiče roste rychlost cirkulace. Nedílnou součástí chlazení byl ventilátor připojený na klikový hřídel, který zvyšoval teplotní spád chladiče proudícím vzduchem odebírajícím teplo z jeho povrchu. Průtočné průměry musely být velké, což znamenalo velký objem kapaliny v okruhu a tím i pomalý ohřev na provozní teplotu.

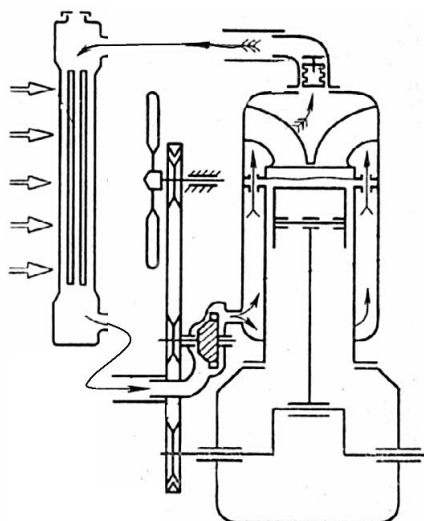
Tento typ chlazení se používal převážně u prvních typů automobilů a ve čtyřicátých letech minulého století jej vystřídal chlazení s nuceným oběhem chladicí kapaliny. [2]



Obr. 1: Schéma termosifonového chlazení [2]

1.2.2 Chlazení s nuceným oběhem chladicí kapaliny

Chlazení s nuceným oběhem je velmi podobné termosifonovému chlazení a tím rozdílem, že o cirkulaci kapaliny se zde stará čerpadlo. Čerpadlo je ve většině případů poháněno od klikového hřídele motoru. Na chladiči je v tomto případě tepelný spád 6 až 12° C. Systém je tedy mnohem účinnější, má menší průtočné průměry a chladič, nižší hmotnost a rychlejší nástup na provozní teplotu. U nuceného oběhu lze použít termostat rozdělující systém chlazení na primární a sekundární okruh. Primární okruh slouží k rychlejšímu ohřevu na provozní teplotu a zahrnuje pouze čerpadlo, blok motoru, hlavu válců a termostat. Po zahřátí na provozní teplotu termostat otevře vstup do sekundárního okruhu kde je přidán chladič a případně ventilátor. Termostat vhodně přepíná mezi okruhy, tzv. že reaguje na změnu režimu provozu motoru a změnu okolních teplotních podmínek, aby udržel optimální provozní teplotu motoru. Ventilátor na chladiči je většinou osazen elektromotorem spínaný teplotním spínačem na chladiči. Spolu s termostatem slouží jako regulace provozní teploty. Nevýhodou je, že ochlazená kapalina vstupuje jako první do oblasti válců a již ohřátá proudí do hlavy válců. Válce jsou tedy více ochlazovány než hlava. [1]

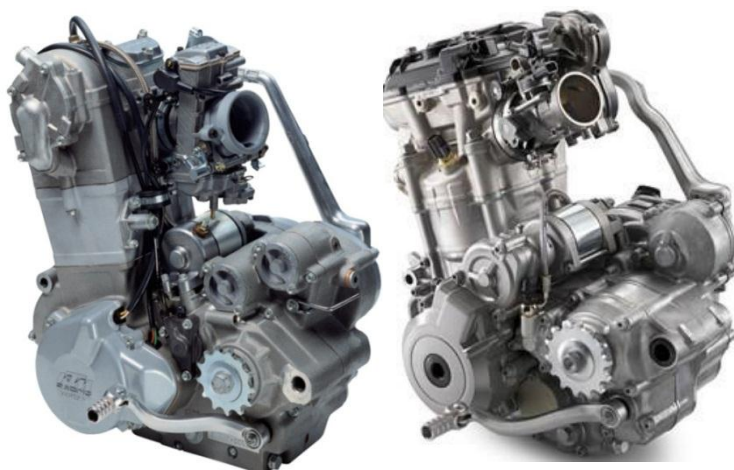


Obr. 2: Schéma chlazení s nuceným oběhem [2]

U jednoválcových motorů neexistuje mnoho variant řešení uspořádání chladicího okruhu, jak je patrné z Obr. 3, kde jsou vyobrazeny dva motory od totožného výrobce lišící se v roce výroby. Motor vlevo je vyroben v roce 2006 a motor vpravo je vyroben v roce 2016. Motory byly vyrobeny v rozmezí 10 let a rozdíly v konstrukci jsou markantní. Na první pohled zaujme u staršího typu motoru poloha umístění čerpadla chladicí kapaliny v hlavě motoru oproti novějšímu typu motoru, kde čerpadlo je umístěno v bloku motoru z důvodu příznivější polohy těžiště. Dále na novějším typu motoru je patrné maximální využití materiálu, co se týká mechanických vlastností a tím pádem úspora materiálu o snahu docílit co nejlehčí konstrukce motoru.

Zadní strana hlavy motoru je určena vstupu čerstvé směsi paliva a vzduchu, přední strana hlavy slouží k exhalaci výfukových plynů, na odlehklém boku hlavy motoru je realizován pohon vaček, a proto zbývá přilehlý bok, kde je vidět výstup

chladiwa do chladiče viz Obr. 3.



Obr. 3: Sportovní jednoválcové o objemu 250 cm³ [8]

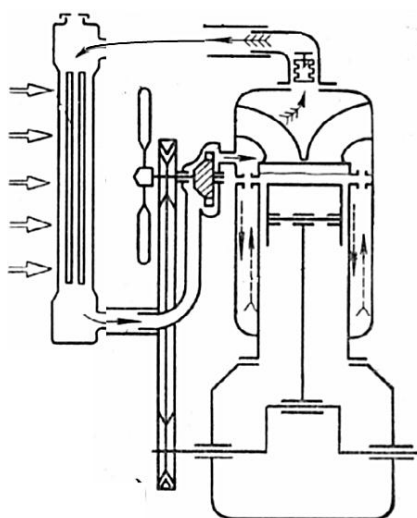
Dle Obr. 3. je patrné propojení pomocí hadice výstupu z čerpadla na vstup chladiwa do chladiče. Ochlazené chladivo je vedeno zpět do motoru pomocí hadice ústící do

válce v případě staršího typu motoru viz Obr. 3. Další variantou je zaimplementování vstupu ochlazené kapaliny přímo do bloku motoru bez nutnosti použití spojovací hadice. Vstup chladicí kapaliny je situován do válce do oblasti pod přírubu výfuku. Toto řešení má za úkol v první řadě přivést co nejvíce čerstvé chladicí kapaliny k nejvíce tepelně namáhaným místu v PSM a tím jsou sedla výfukových ventilů a oblast zapalovací svíčky.

Typické rozdělení toku chladicí kapaliny je asi 60-70 % směrem k můstku mezi sedly výfukových ventilů a k oblasti zapalovací svíčky. Tomu odpovídá i umístění vstupu chladiva do válce pod přírubu výfukového kanálu. Zbylá část chladicí kapaliny směřuje kanály ve válci a do hlavy je přepouštěna v oblasti můstku sedel sacích ventilů.

1.2.3 Kombinované kapalinové chlazení

Vhodnou kombinací systému termosifonového a s nuceným oběhem lze dosáhnout vhodné provozní teploty. Nucené chlazení použít na chlazení především u vrchní části bloku a hlavy motoru kdežto termosifonové chlazení využít na chlazení spodní část bloku s klikovou skříní. Další možností je primární okruh chlazení rozdělit na dva, kdy hlavou a vrchní částí bloku protéká 70% kapaliny a spodní částí bloku zbylých 30%. Termosifonového chlazení se pak využívá při vypnutí motoru. Čerpadlo je konstrukčně stavěno tak, aby jím chladicí kapalina proudila i v případě vypnutí jeho pohonu (motoru). Kapalina při chladnutí termosifonově koluje v okruhu. Tím se zamezuje náhlého zvýšení teploty v oblasti více namáhaných částí a předchází se destrukci motoru či části chlazení.



Obr. 4: Schéma kombinovaného chlazení [2]

1.2.4 Části kapalinového chlazení

Čerpadlo chladicí kapaliny

Čerpadlo slouží pro vytvoření proudění v chladicím systému potřebné k ochlazování stěn pracovních částí motoru. Používají se převážně čerpadla jednostupňová odstředivá vyznačující se především dobrou účinností i v případě velkých vůlí mezi rotorem a statorem. Vůle jsou potřeba k dochlazení motoru po jeho vypnutí termosifonovým efektem.

Čerpadlo u jednoválcových motorů bývá integrováno do bloku motoru buď přímo na klikový hřídel anebo jeho pohon zajišťuje převod ozubenými koly, válečkový řetěz, klínový nebo ozubený řemen. V bloku motoru je vytvořena část statoru s kanály. Další možností je umístění čerpadla na hlavu válce, kde pohon obstarává vačka. Pro usnadnění rychlé výměny či opravy čerpadla se umísťuje na vrch bloku motoru pro snadný přístup a není proto nutná demontáž celého motoru a to ani z rámu motocyklu.

Další částí čerpadla je víko obsahující náboj pro uložení hřídele s nalisovaným rotorem na jedné straně a řemenicí na straně druhé. Náboj obsahuje ložiskové pouzdro s trvalou náplní maziva, které je utěsněno proti pronikání kapaliny ucpávkou. Víko je pak přišroubováno k bloku a utěsněno. Materiál použitý pro víko a stator je většinou totožný s blokem motoru. Rotor byl dříve vyráběn z litiny nebo hliníkové slitiny. Dnes se vyrábí s plastických hmot z důsledku větší geometrické přesnosti a drsnosti povrchu.[2]

Chladič

Je velmi důležitý prvek chladicího systému. Skládá se z chladicí mříže, vstupní a výstupní komory opatřené vstupními a výstupními hrdly pro nasazení pryžových hadic chladicího systému. Většinou je nositelem spínačů ventilátoru a v některých případech nalévacího hrdla se zátkou. Nejdůležitější částí je pak chladicí mříž, která se snaží chladicí kapalinu dostat co nejbližší k proudícímu vzduchu proto, aby mohla předat přebytečné teplo. Chladicí mříže existují v mnoha provedení, kdy se výrobci snažili minimalizovat odpor vzduchu a zvýšit chladicí účinnost.

Chladiče můžeme rozdělit podle polohy vstupní a výstupní komory na horizontální a vertikální. Dále je dělíme dle směru proudění chladicí mříží na „I chladič“ a „U chladič“. „I chladič“ má umístěnou vstupní a výstupní komoru na opačných stranách chladicí mříže. „U chladič“ má vstupní komoru spojenou s výstupní

a oddělenou přepážkou. Chladicí kapalina pak proudí přes chladicí mříž dvakrát a tím se zvyšuje chladicí účinnost, ale i tlakový spád.

Do chladiče je možné integrovat i další výměníky tepla jako je chladič motorového oleje či převodového oleje automatické převodovky. Chladicí mříž je vyrobena z hliníku nebo slitin mědi u starších vozidel. Vstupní a výstupní komory spolu s hrdly jsou v dnešní době vytvořeny z plastů nebo hliníku či slitin mědi. [2]

Termostat

Termostat je hlavní regulační prvek chladicího systému. Je to automatický ventil přepínající mezi primárním a sekundárním chladicím okruhem. Bývá umístován na výstupu chladicí kapaliny z motoru. Termostaty můžeme dělit podle teplotně roztažné náplně použité pro jeho otevření na kapalinové a s tuhou náplní. Termostat otevírá plynule, což se odvíjí od jeho náplně. Pro složitější chladicí systémy je možno použít termostat dvoustupňový, anebo více termostatů jednostupňových. Kapalná náplň bývá směsí lihu a destilované vody a tuhá náplň je obvykle parafín a ceresin.

Termostat je nastaven tak, aby jeho otevírací teplota byla přibližně 75 °C. Plného otevření dosáhne kolem 85 °C. Údaj o úplném otevření bývá vyražen na samotném těle termostatu. Teploty se liší podle výrobce daného chladicího systému. Změnou termostatu s jinou charakteristikou otevření tak lze přizpůsobit vozidlo rozdílnému podnebí. Výrobci často dodávají jiné termostaty do teplých a studených podnebí. Další možností je použití elektronicky řízeného termostatu pomocí řídicí jednotky. Ta na základě vyhřívání řídicího elementu dokáže regulovat jeho otevření. Termostat je také opatřen malým otvorem omezující proudění kapaliny. Otvor je vybaven malým volně se pohybujícím nýtkem nutným pro odvětrání systému. [2]

Ventilátor

Ventilátor slouží především jako poslední stupeň regulace teploty chladicí kapaliny. Je umístěn před či za chladičem a zajišťuje dostatečný průtok vzduchu chladičem v případě, že se motocykl pohybuje příliš pomalu a proudící vzduch nestíhá odebírat teplo chladiči nebo při vysokých teplotách okolí, kdy nestačí protékající vzduch ochladit chladič na požadovanou teplotu. Pohon ventilátoru je zajištěn připojením ke klikovému hřídeli spojkou, řemenem, ozubeným řemenem anebo pohon může obstarat elektromotor.

Protékající vzduch přes chladič pomocí ventilátoru může být regulován proměnnými otáčkami ventilátoru nebo množstvím spuštěných ventilátorů. Ventilátor bývá vyroben z hliníkových slitin nebo plastických hmot.[2]

Expanzní nádoba

Slouží k odvádění plynů z chladicího systému pro nenarušenou cirkulaci chladicí kapaliny a k vyrovnávání teplotní roztažnosti kapaliny. U starších typů chlazení se používal jako expanzní prostor volný prostor v horní komoře chladiče spolu s nalévacím hrdlem a zátkou. Nevýhodou byla velká zástavbová výška chladiče plynoucí z nutnosti umístění horní komory do nejvyššího bodu chlazení. Další způsob je osadit chladič hrdlem se zátkou a odtokovou hadicí do expanzní nádoby. Nádobka je z plastu a její objem musí tvořit 25 až 30 % objemu chladicího systému. V dnešní době je použito přetlakových systémů, kdy expanzní nádoba je zařazena do systému a osazena zátkou. Jedná se o podobný způsob použití volného prostoru v horní komoře chladiče s tím rozdílem, že systém je tlakován vlastní roztažností kapalina a únik jí je umožněn až na hodnotě kolem 0,2 MPa. Také stačí umístit do nejvyššího bodu chlazení pouze expanzní nádobku nikoli chladič.[2]

1.3 Databáze výkonnostních a rozměrových parametrů motorů

V Tab. 1 je databáze čtyřdobých motorů o zdvihovém objemu 250 cm³. Databáze schraňuje motory spalující běžný automobilový benzín. Použití motorů je pro sportovní využití. Převážně se jedná o soutěže typu motokros a enduro.

rok	výrobce	model	chlazení	výkon [kW]	otáčky _{Pmax} [min ⁻¹]	kompresní poměr [-]	vrtání [mm]	zdvih [mm]	počet ventilů	rozvod
1974	Ducati	Mark 3D	Vz	15	8000	9,7	74	57,8	2	Desmo
1974	Honda	XL 250	Vz	15	7700	9,1	74	57,8	4	OHC
1978	Honda	XL 250	Vz	12	7000	9,1	74	57,8	4	OHC
1978	Kawasaki	KL 250	Vz	12	7000	8,9	70	64	2	OHC
1980	Yamaha	XT 250	Vz	16	8600	9,2	75	56,5	2	OHC
1981	Honda	CB 250 RS	Vz	19	8500	9,3	74	57,8	4	OHC
1982	Honda	XL 250 R	Vz	12,4	8000	10,2	75	56,5	4	OHC
1982	Kawasaki	KLX 250	Vz	12,4	7000	8,9	70	64	2	OHC
1982	Suzuki	DR 250 S	Vz	12,4	7800	9	72	61,2	4	OHC
1982	Yamaha	XT 250	Vz	12,4	7500	9,2	75	56,5	2	OHC
1982	Honda	AX-1	Kap	21,2	8500	11			4	DOHC
1984	Honda	XL 250 R	Vz	12,4	8000	10,2	75	56,5	4	OHC
1985	Honda	XL 250 R	Vz	17,5	8000	10,2	75	56,5	4	OHC
1985	Kawasaki	KLR 250	Kap	19,7	9000	11	74	58	4	DOHC
1988	Honda	NX 250	Kap	19	8500	11	70	64,8	4	DOHC
1993	Honda	NX 250	Kap	17,2	8000				4	
1997	Kawasaki	KLR 250	Kap			11	74	58	4	DOHC
1998	Honda	XR 250 R	Vz	18	7500	10,2	73	59,5	4	OHC
2001	Yamaha	WR 250 F	Kap	31	10500	12,5	77	53,6	5	DOHC
2001	Yamaha	YZ 250 F	Kap	31	10500	12,5	77	53,6	5	DOHC
2002	Honda	XR 250 Baja	Vz	20,4	8000	9,3	73	59,5	4	OHC
2002	Husqvarna	TC 250	Kap			12	76	55	4	DOHC
2002	Husqvarna	TE 250	Kap			12	76	55	4	DOHC
2002	Suzuki	DR-Z 250	olej Vz			10,4	73	59,6	4	DOHC
2002	Yamaha	YZ 250 F	Kap			12,5	77	53,6	5	DOHC
2002	Yamaha	WR 250 F	Kap			12,5	77	53,6	5	DOHC
2003	KTM	250 EXC Racing	Kap			12	75	56,5	4	OHC
2004	Honda	XR 250 R	Vz			10,2	73	59,5	4	OHC
2004	Honda	CRF 250 X	Kap	21	9000	12,5	78	52,2	4	OHC
2004	Honda	CRF 250 R	Kap	30	11000	12,9	78	52,2	4	OHC
2004	Husqvarna	TC 250	Kap	23		12,5	76	55	4	DOHC

2004	Husqvarna	TE 250	Kap	17	9000	12,9	76	55	4	DOHC
2004	Kawasaki	KX 250 F	Kap	31,4	11000	12,1	77	53,6	4	DOHC
2004	KTM	250 EXC Racing	Kap			12	75	56,6	4	OHC
2004	Suzuki	DR-Z 250	olej Vz			10,4	73	59,6	4	DOHC
2004	Suzuki	RM-Z 250	Kap	32	11000					
2004	TM	EN 250 F ES	Kap			15,5	77	53,6	4	DOHC
2004	Yamaha	WR 250 F	Kap	11,1	7500	12,5	77	53,6	5	DOHC
2004	Yamaha	YZ 250 F	Kap	31	10500	12,5	77	53,6	5	DOHC
2005	Honda	CRF 250 F	Kap			12,5	78	52,2	4	OHC
2005	Husqvarna	TC 250	Kap			12,5	76	55	4	DOHC
2005	Kawasaki	KX 250 F	Kap			12,6	77	53,6	4	DOHC
2005	Suzuki	RM-Z 250	Kap			12,6	77	53,6	4	DOHC
2005	TM	EN 250 F ES	Kap			15,5	66,4	72	4	DOHC
2005	TM	MX 250 F	Kap				77	53,6	4	DOHC
2005	Kawasaki	KX 250 F	Kap			12,6	77	53,6	4	DOHC
2005	Yamaha	WR 250 F	Kap			12,5	77	53,6	5	DOHC
2005	Yamaha	YZ 250 F	Kap			9,1				
2006	Kawasaki	KX 250 F	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2006	KTM	250 SX-F	Kap			12,8	66,4	72	4	DOHC
2006	KTM	250 EXC Racing	Kap			12	75	56,6	4	OHC
2006	Sherco	2.5i Enduro	Kap				78	52,2	4	DOHC
2006	Honda	CRF 250 R	Kap			12,9	78	52,2	4	OHC
2006	Husqvarna	TC 250	Kap				76	55	4	DOHC
2006	Kawasaki	KX 250 F	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2006	Suzuki	RM-Z 250	Kap			12,6	77	53,6	4	DOHC
2006	Yamaha	YZ 250 F	Kap			12,5	77	53,6	5	DOHC
2007	Beta	RR 250 M	Kap			12	75	56,5		
2007	Honda	CRF 250 F	Kap	32	11000	12,9	78	52,2	4	OHC
2007	Honda	CRF 250 R	Kap			12,9	78	52,2	4	OHC
2007	Husqvarna	TC 250	Kap				76	55	4	DOHC
2007	Kawasaki	KX 250 F	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2007	KTM	250 SX-F	Kap			12,8	76	55	4	DOHC
2007	Suzuki	RM-Z 250	Kap			13,4	77	53,6	4	DOHC
2007	Yamaha	YZ 250 F	Kap	29	10500	12,5	77	53,6	5	DOHC
2008	Honda	CRF 250 R	Kap	32		12,9	78	52,2	4	OHC
2008	Husqvarna	TC 250	Kap			12,9	76	55	4	DOHC
2008	KTM	250 SX-F	Kap			12,8	76	54,8	4	DOHC
2008	Kawasaki	KX 250 F	Kap		11500	13,5	77	53,6	4	DOHC
2008	KTM	250 SX-F	Kap			12,8	76	54,8	4	DOHC
2008	Suzuki	RM-Z 250	Kap			13,4	77	53,6	4	DOHC
2008	Yamaha	YZ 250 F	Kap			13,5	77	53,6	5	DOHC

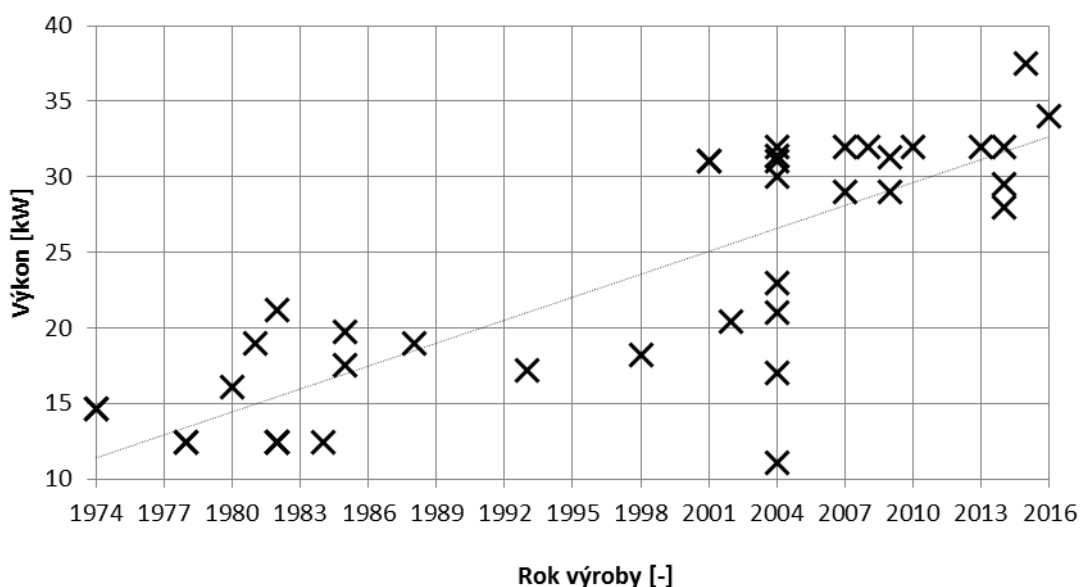
2009	Honda	CRF 250 R	Kap	31,3	11000	13,1	78	52,2	4	OHC
2009	Kawasaki	KX 250 F	Kap			13,2	77	53,6	4	DOHC
2009	KTM	250 SX-F	Kap			12,8	76	54,8	4	DOHC
2009	Suzuki	RM-Z 250	Kap			13,4	77	53,6	4	DOHC
2009	Yamaha	YZ 250 F	Kap	29	10500	13,5	77	53,6	5	DOHC
2010	Honda	CRF 250 R	Kap	32		13,2	76,8	53,8	4	OHC
2010	Husqvarna	TC 250	Kap			12,9	76	55	4	DOHC
2010	Kawasaki	KX 250 F	Kap			13,2	77	53,6	4	DOHC
2010	KTM	250 SX-F	Kap			12,8	76	54,8	4	DOHC
2010	Suzuki	RM-Z 250	Kap		13500	13,5	77	53,6	4	DOHC
2010	Yamaha	YZ 250 F	Kap			13,5	77	53,6	5	DOHC
2011	Husqvarna	TC 250	Kap				79	50,9	4	DOHC
2011	KTM	250 SX-F	Kap			13,2	76	54,8	4	DOHC
2011	Suzuki	RM-Z 250	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2012	Husqvarna	TC 250	Kap			13,6	79	50,9	4	DOHC
2012	KTM	250 EXC-F	Kap				76	54,8	4	DOHC
2012	KTM	250 SX-F	Kap			13,2	76	54,8	4	DOHC
2013	KTM	250 SX-F	Kap	32	13500	13,9	78	52,3	4	DOHC
2014	Honda	CRF 250 R	Kap	28	11000	13,5	76,8	53,8	4	OHC
2014	Kawasaki	KX 250 F	Kap	32	11500	13,8	77	53,6	4	DOHC
2014	KTM	250 SX-F	Kap				78	52,3	4	DOHC
2014	Suzuki	RM-Z 250	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2014	Yamaha	YZ 250 F	Kap	29,5	10500	13,5	77	53,6	4	DOHC
2015	Honda	CRF 250 R	Kap	37,5	8500	13,5	76,8	53,8	4	OHC
2015	KTM	250 SX-F	Kap				78	52,3	4	DOHC
2015	Suzuki	RM-Z 250	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2015	Yamaha	YZ 250 F	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2015	Yamaha	WR 250 F	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2016	Honda	CRF 250 R	Kap			13,5	76,8	53,8	4	OHC
2016	Honda	CRF 250 X	Kap			12,9	78	52,2	4	OHC
2016	KTM	250 SX-F	Kap	34	14000	14,4	78	52,3	4	DOHC
2016	Kawasaki	KX 250 F	Kap			13,8	77	53,6	4	DOHC
2016	Suzuki	RM-Z 250	Kap			13,75	77	53,6	4	DOHC
2016	Yamaha	YZ 250 F	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC
2016	Yamaha	WR 250 F	Kap			13,5	77	53,6	4	DOHC

Tab. 1: Hlavní parametry 250 cm³ motorů [3]

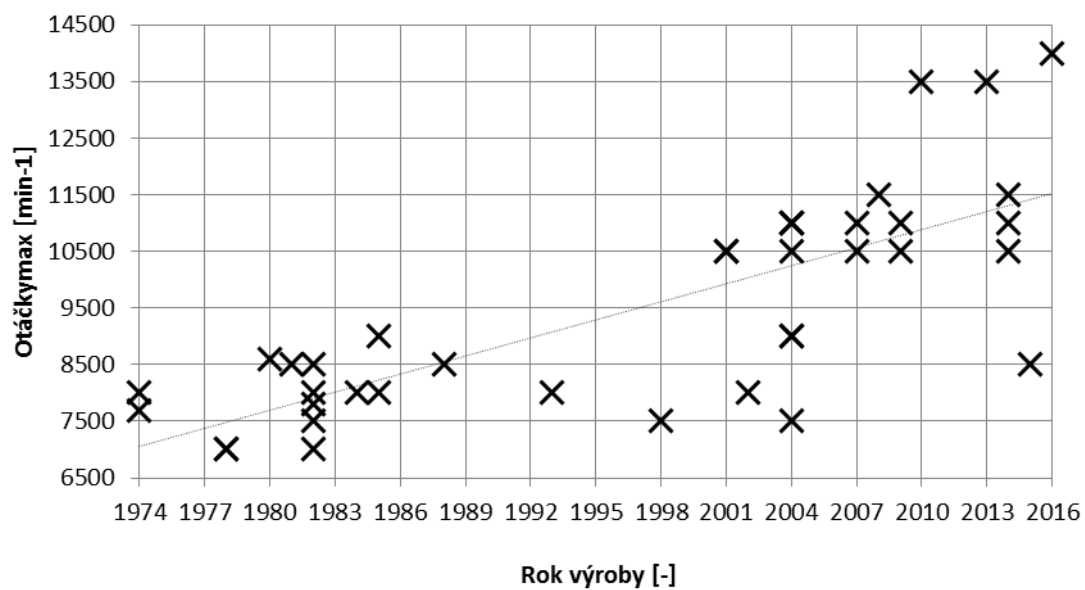
Na následujících grafech je zachycen a popsán trend ve vývoji hlavních parametrů motoru. Z grafů je dále patrné, jakým směrem se konstrukce motorů bude ubírat nadále.

U všech grafů se dá hovořit o vzrůstajícím trendu ve vývoji s výjimkou u parametru zdvih, kde je trend ve vývoji klesající. To je zapříčiněno vzrůstajícími otáčkami motoru a vyššími silovými účinky působící na klikový hřídel, jenž se konstruktéři snaží kompenzovat právě menšími zdvihy a tím pádem zvýšením tuhosti klikového hřídele při zachování co nejmenší hmotnosti.

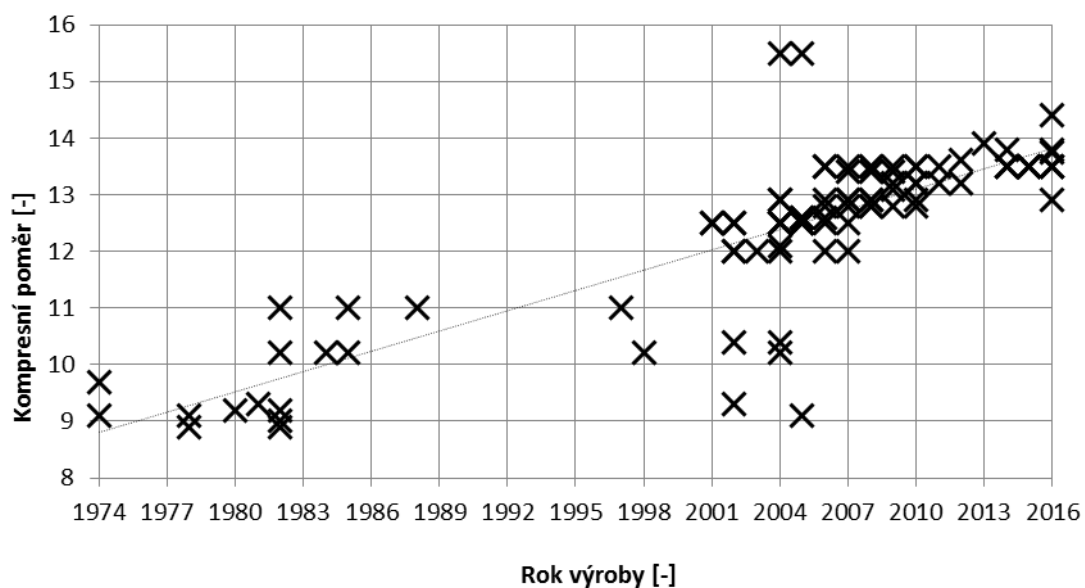
V grafech není vyneseno parametru typ chlazení a druh ventilového rozvodu. Při pohledu na Tab. 1 je na první pohled patrné, že u typu chlazení převažuje kapalinové chlazení, což je dáno účelem použití motorů pro sport, kde jsou kladeny vyšší nároky na chlazení. Při konstrukci motorů pro sportovní účely dominuje použití dvou vačkových hřídelů.



Graf 1: Trend vývoje výkonu



Graf 2: Trend vývoje otáček



Graf 3: Trend vývoje kompresního poměru

Graf 6: Trend vývoje počtu ventilů

The scatter plot displays the relationship between the year of production and the number of fans. The data points are as follows:

Rok výroby [-]	Počet ventilů [-]
1974	2
1974	4
1977	4
1978	2
1980	2
1981	4
1982	4
1983	2
1984	4
1985	4
1988	4
1992	4
1997	4
1998	4
2001	5
2002	5
2003	5
2004	5
2005	5
2006	5
2007	5
2008	5
2009	5
2010	5
2011	4
2012	4
2013	4
2014	4
2015	4
2016	4

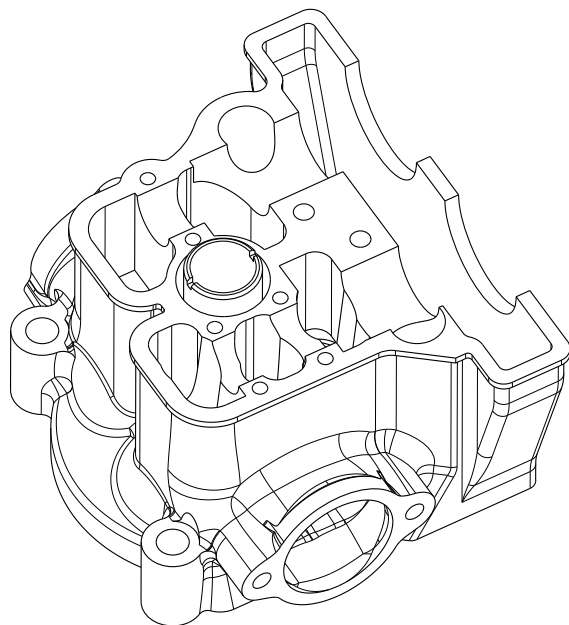
2 Konstrukce válce a hlavy

Poznámka: Pro potřeby diplomové práce jsem vytvořil hlavu a válec kapalinou chlazené válcové jednotky pro sportovní využití. Optimalizace chlazení probíhala na mnou vytvořených modelech.

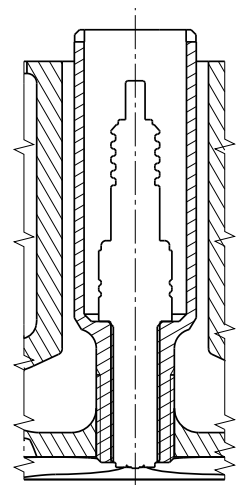
Hlava i válec motoru je tlakově litý odlitek pomocí vytavitelného modelu z hliníkové slitiny. Sedla ventilů jsou ocelová a vkládaná s přesahem. Pro usnadnění montáže a zamezení poškození sedel jsou předem zmražená dusíkem.

2.1 Hlava

Konstrukce hlavy válce motoru si klada za cíle co nejvíce snížit a zrovnoměnit teplotní zatížení v oblasti mezi sedly výfukových ventilů a oblasti kolem zapalovací svíčky motoru. S tím to cílem je ke konstrukci hlavy přistoupeno od samého počátku



Obr. 5: Pohled na 5 ventilovou hlavou



Obr. 6: Řez ocelovou vložkou

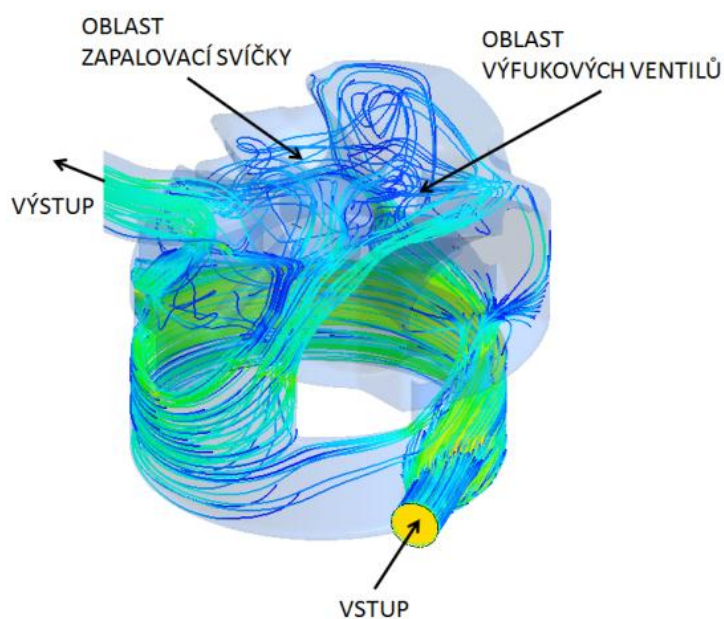
konstrukce. K dosažení finální podoby hlavy na Obr. 5 bylo použito několik zkušebních tvarů chladicích kanálů. Na Obr. 7 je vyobrazen jeden ze zkušebních modelů chladicích kanálů při podrobení simulace průtoku chladicí kapalinou. Více o simulaci proudění chladicí kapaliny je v kapitole 4.1. Vstup chladiva je umístěn tečně na obvod válce a výstup je na boku hlavy. Z toho rozvržení vstupu a výstupu je patrný tok chladicí kapaliny směřující od vstupu do chladicích kanálů válce a

proudící po obvodu válce cestou nejmenšího odporu na výstup bez protečení kritickými místy hlavy. Toto nedokonalé řešení a výsledky simulace průtoku chladiva mne přivedlo na myšlenku konstrukce výstupu chladiva z hlavy kolem celého obvodu zapalovací svíčky do krytu hlavy a odtud teprve vyvést do chladiče. Z důvodu vyrobitelnosti je oblast kolem zapalovací svíčky tvořena ocelovou vložkou viz Obr. 6. Utěsnění proti úniku chladiva je řešeno za pomoci O-kroužku na obvodu ocelové vložky přesahující obrys hlavy. Přesah vložky slouží i jako centrování krytu hlavy.

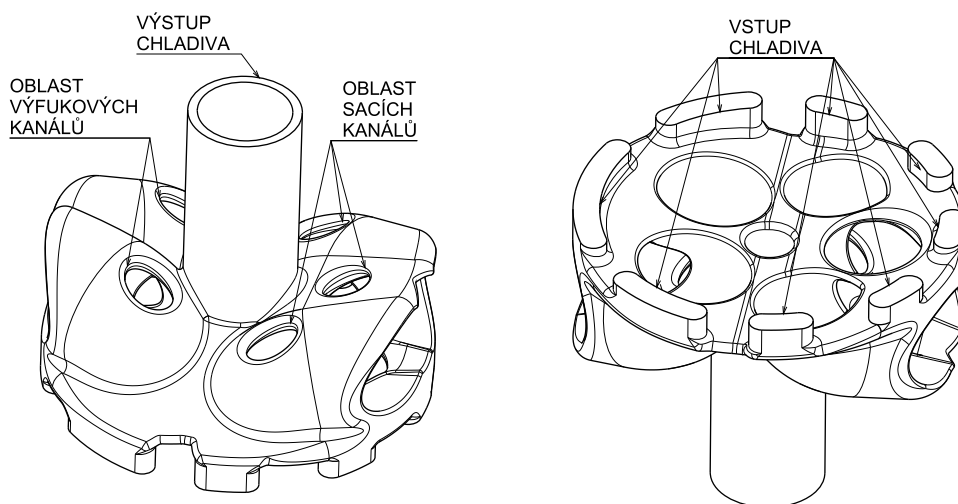
Hlava motoru je koncipována pro 3 sací a 2 výfukové ventily. O zdvih ventilů se starají dvě vačky, kde jedna vačka ovládá sací a druhá výfukové ventily, jak je patrné z Obr. 5. Pohon obou vaček obstarává řetěz. Umístění zapalovací svíčky je uprostřed mezi ventily.

Chladicí kapalina vstupuje z chladicích kanálů válce do chladicích kanálů hlavy šesti kanály, jejichž průřez předurčuje rozdělení toku chladicí kapaliny do jednotlivých oblastí hlavy. Z Obr. 8 jsou patrné velikosti těchto přepouštěcích kanálů. Větší průřez přepouštěcích kanálů náleží oblasti okolo výfukových kanálů a tomu odpovídá rozdělení toku chladicí kapaliny 60-70 % k oblasti výfukových ventilů.

Výstup chladicí kapaliny je pouze jeden a to z důvodů koncepce hlavy s cílem dosažení nejlepšího možného chladicího efektu chladiva a odvedení přebytečného tepla z nejvíce exponovaných míst. Výstup chladiva je veden kolem celého obvodu zapalovací svíčky a ústí do krytu hlavy, kde je chladivo svedeno do výstupu z krytu hlavy resp. na vstup do chladiče a připojeno pomocí hadice.



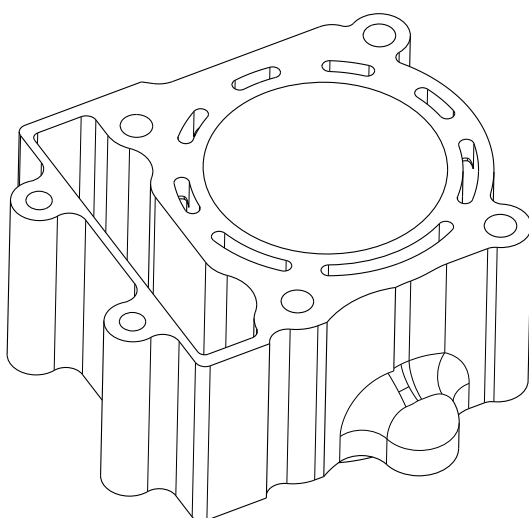
Obr. 7: Zkušební model chlazení



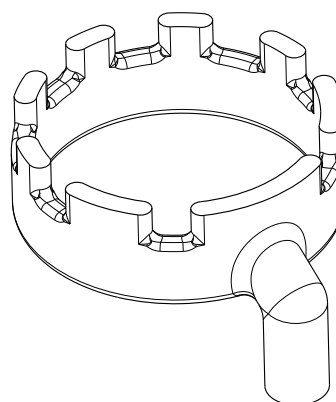
Obr. 8: Model chladicích kanálů hlavy

2.2 Válec

Válec je jednoduchý monolitický odlitek bez jakékoliv vložky. Pracovní část válce je tvořena elektrolyticky nanesenou vrstvou kluzného povlaku (Ni-SiC). Na Obr. 10 je vidět válec a vstup chladiva do válce. Vstup je pouze jeden a je veden od čerpadla přes blok motoru a ústí do válce. Výhodou je absence propojení za pomoci hadice od čerpadla. Umístění vstupu je záměrně pod oblastí výfukových ventilů z důvodu největšího teplotního zatížení oblasti a z toho plynoucí potřeby dopravit do této oblasti 60-70 % čerstvé chladicí kapaliny. Dále je patrný rozdíl v průřezu přepouštěcích kanálů korespondující s průřezem přepouštěcích kanálů hlavy motoru.



Obr. 10: Pohled na válec



Obr. 9: Model chladicích kanálů válce

3 Termodynamický výpočet tlaků a teplot při spalování

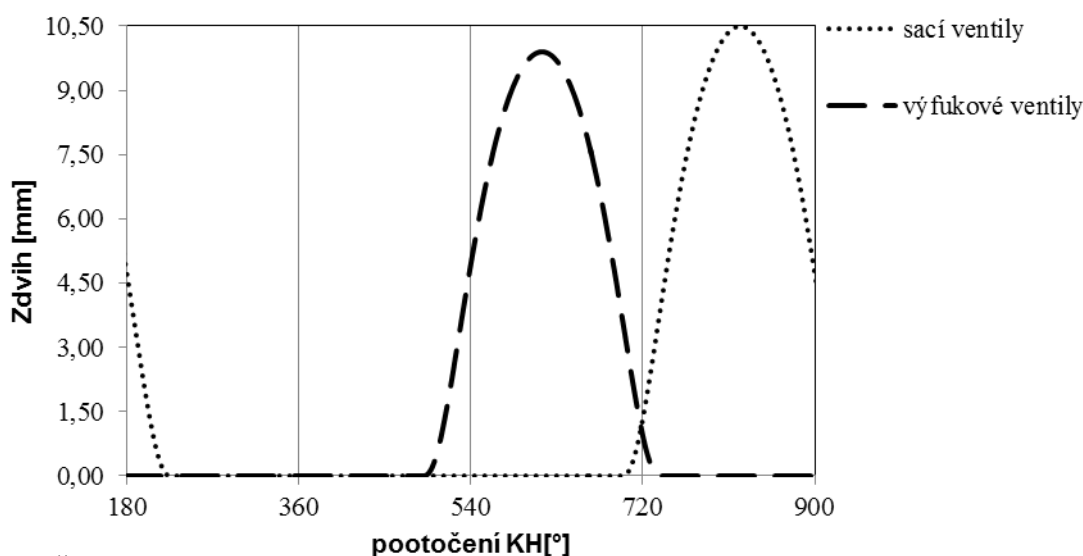
Navrhovaná hlava a válec je koncipován pro sportovní využití a tomu odpovídají i otáčky motoru. Maximální otáčky jsou plánovány k hranici 13000 min^{-1} a pro další výpočty jsou voleny otáčky motoru 10000 min^{-1} , při nichž motor produkuje nejvyšší výkon a lze předpokládat velké teplotní namáhání motoru a tyto otáčky se budou často vyskytovat při provozu vzhledem k účelu použití motoru.

Palivo: benzín $H_u = 43,5 \text{ MJkg}^{-1}$

Základní parametry navrhovaného motoru:

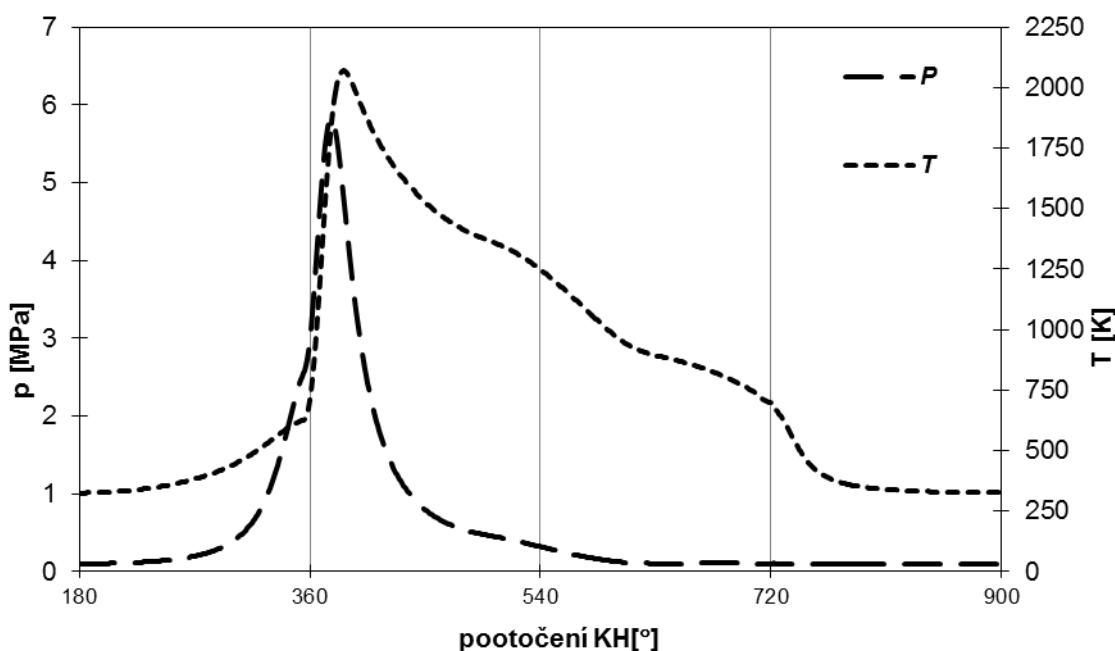
Vrtání [mm]	79	Průtokový součinitel PPS [-]	0,7
Zdvih pístu Z [mm]	51	Počet výfukových ventilů IV [-]	2
Délka ojnice L [mm]	100	Průměr sedla DSV [mm]	20
Sání otevírá SO [°]	-22	Úhel sedla USV [°]	45
Sání zavírá SZ [°]	228	Zdvih ventilu ZVV [mm]	9,9
Výfuk otevírá [°]	488	Průtokový součinitel PPV [-]	0,7
Výfuk zavírá	739	vzdál. 1 pístního kroužku [mm]	5
Počet sacích ventilů IS [-]	3	vzdál. mezi středy 1 a 2 píst. kr. [mm]	3,6
Průměr sedla DSS [mm]	24	Tloušťka hlavy válce [mm]	8
Úhel sedla USS [°]	45	Tloušťka stěny válce [mm]	5
Zdvih ventilu ZVS [mm]	10,5		
Kompresní poměr [-]		13,5	
Efektivní výkon motoru [kW]		30	
Měrná spotřeba paliva [$\text{gkW}^{-1}\text{h}^{-1}$]		256	

Tab. 2: Základní parametry motoru



Graf 7: Časování ventilů

Pro vyšetření teplotního zatížení hlavy a válce je potřeba znát průběh tlaku, teploty a velikost součinitele přestupu tepla ve válci při provozu. K tomuto účelu byl použit výpočtový program Tlak [4]. Vstupní parametry pro výpočet tlaku a teploty jsou shrnuty v Tab. 2. Vypočtené průběhy tlaku a teploty za pomoci programu Tlak jsou zaznamenány v Graf 8.

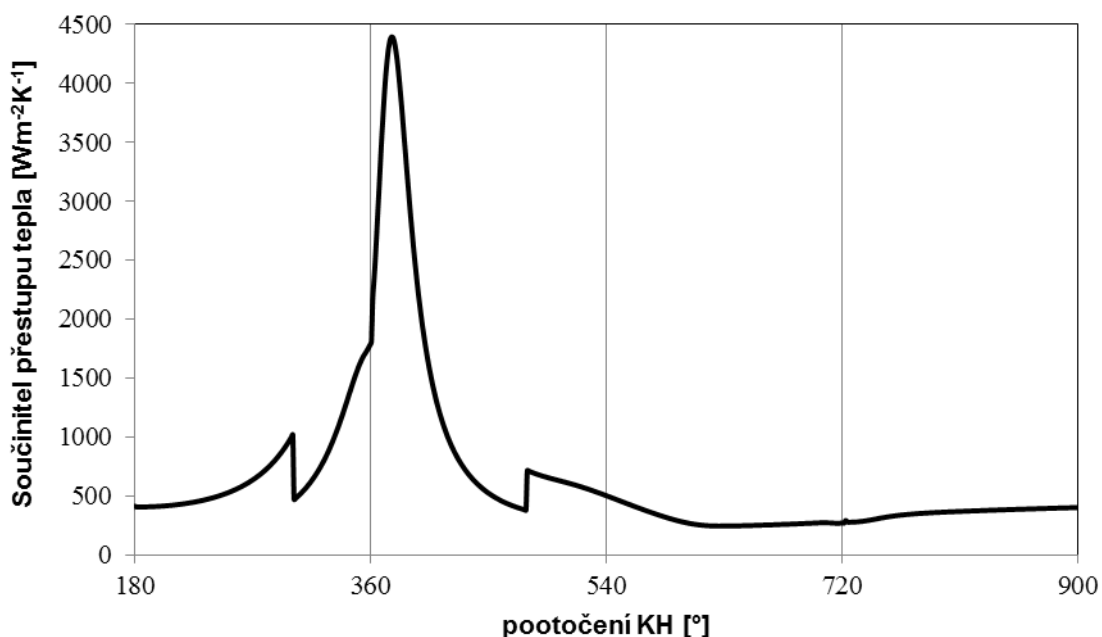


Graf 8: Průběh tlaku a teploty v závislosti na pootočení KH

Ze získaných hodnot tlaku a teplot lze dopočítat součinitel přestupu tepla. Výpočet součinitele přestupu tepla jsem zvolil dle Woschniho vztahu:

$$\alpha_{CYKL} = 3,26 D^{-0,2} p_v^{0,8} T_v^{-0,53} w^{0,8} [5]$$

a průběh vypočítaného součinitele přestupu tepla je zobrazen v Graf 9.



Graf 9: Průběh součinitele přestupu tepla v závislosti na pootočení KH

3.1 Návrh rozdělení teplotních toků z válce do okolní struktury motoru

Jelikož v mé práci neprovádím žádné laboratorní zkoušky na reálném motoru a tudíž nemám přímé porovnání s naměřenými hodnotami, vstupní hodnoty a ostatní parametry volím dle dostupné literatury nebo podobných prací.

Základní energetická bilance motoru vychází z přivedeného množství paliva do motoru. Dle [6] je přibližně 30% z efektivní energie odvedeno chladicím systémem motoru, což činí $Q_{\text{CHL}} = 10\,973$. Se zjednodušením jsem toto teplo rozdělil mezi hlavu, válec, ventily a píst. První zjednodušení se týká tepla odvedeného ventily. Uvažuji pro další výpočty sdělené teplo mezi talířem ventilu a náplní válce odvod pouze do sedla ventilu. Ve skutečnosti se část tepla odvede dřikem do vodítka ventilu. Druhé zjednodušení je ve sděleném teple z pístu do válce. Přivedené teplo do pístu z náplně válce se rozdělí dle poměru ploch dotýkajících se válce a ploch smáčených olejovou mlhou uvnitř klikového prostoru. Poměr ploch činí přibližně 0,3, což znamená 30 % tepla sděleného pístu z náplně válce. Zjištěné teplo je rovnoměrně rozloženo do výpočtového modelu sděleného tepla válci.

Pro výpočet teplotních toků do jednotlivých částí motoru se díky proměnlivým hodnotám tlaku, teploty a součinitele přestupu tepla ve válci měnících se v závislosti na pootočení KH, určují jejich střední hodnoty.

Střední hodnota součinitele přestupu tepla:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{720} \int_0^{720} \alpha_{cykl}(\varphi) d\varphi$$

$$\bar{\alpha} = 767 \text{ [Wm}^{-2}\text{K}^{-1}\text{]}$$

Střední hodnota teploty náplně válce:

$$\bar{T} = \frac{\frac{1}{720} \int_0^{720} T_{cykl}(\varphi) \alpha_{cykl}(\varphi) d\varphi}{\bar{\alpha}}$$

$$\bar{T} = 901 \text{ [K]}$$

K určení jednotlivých teplotních toků je použit Newtonův vztah [7] pro výpočet hustoty teplotního toku:

$$\vartheta = \alpha \Delta T.$$

Po mnoha pokusných výpočtech jsem zvolil hodnoty parametrů určujících toky tepel dle

Tab. 3, kde jsem nastavoval parametry s cílem dosáhnout podobných hodnot rozložení teploty v jednotlivých částech motoru získaných z literatury. K určení koeficientu přestupu tepla na stěně válce bylo použito postupu dle [10].

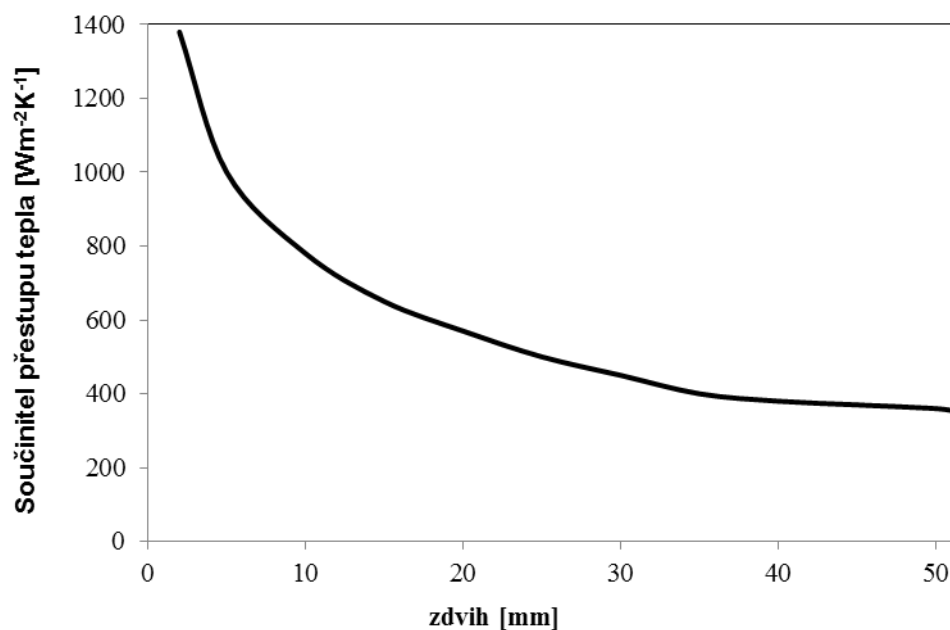
	velikost plochy [m ²]	součinitel přestupu tepla [Wm ⁻² K ⁻¹]	teplota okolí [K]	teplota stěny [K]	Vstup [W]
Hlava	0,001981	1736	900	450	1548
Píst	0,004902	1088	900	505	2106
Ventily	0,002502	1496	900	600	1123
Válec	0,012906		900		2589
Tření					3607
Suma					10973

Tab. 3: Hodnoty okrajových podmínek

Konkrétní okrajové podmínky vstupující do FEM modelu jsou shrnuty v Tab.4.

Oblast	Součinitel přestupu tepla [Wm ⁻² K ⁻¹]	Teplota [K]
Hlava	1736	900
Sedla sacích ventilů	1604	900
Sedla výfukových ventilů	812	900
Sací kanál	1500	308
Výfukový kanál	166	933
Oblasti smáčené mot. olejem	2000	100

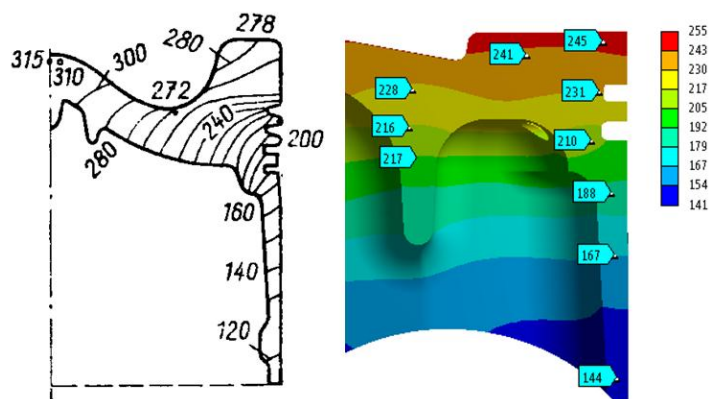
Tab. 4: Okrajové podmínky částí motoru



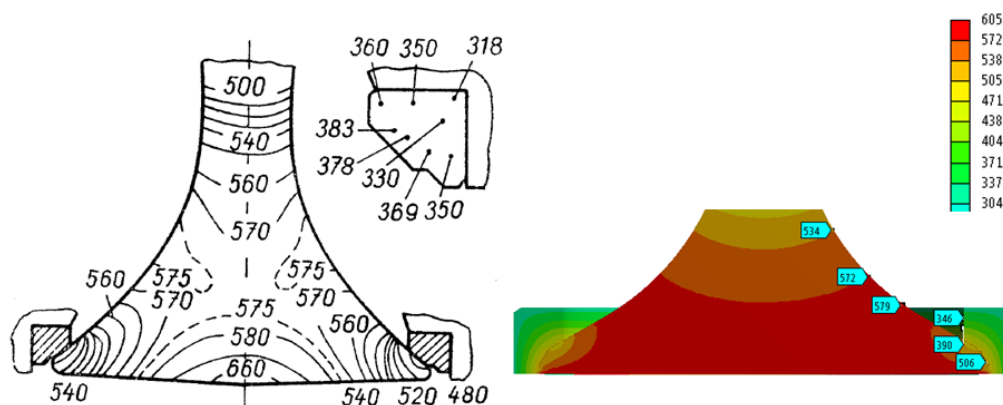
Graf 10: Součinitel přestupu tepla na stěnu válce

Hodnota teploty a koeficientu přestupu tepla pro plochy smáčené olejem byly zvoleny dle [9]. Tepelný výkon odpovídající výkonu ztrát pro daný režim motoru byl určen dle literatury a výpočtu oběhu motoru. Příspěvek tření pístu a pístních kroužků činí přibližně 40 % dle [9].

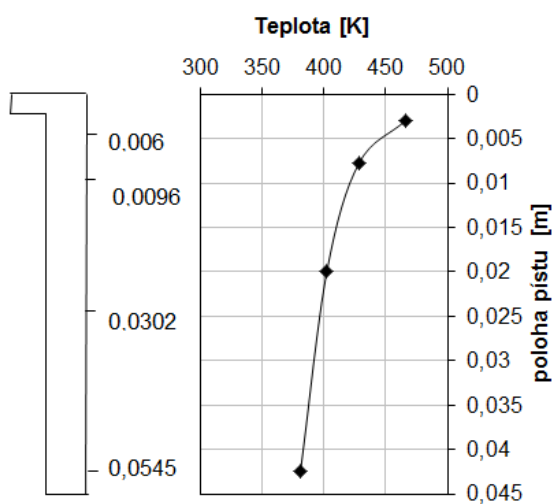
Na následujících obrázcích jsou pro porovnání teplotní pole jednotlivých částí motoru dle literatury a výpočtem metodou konečných prvků.



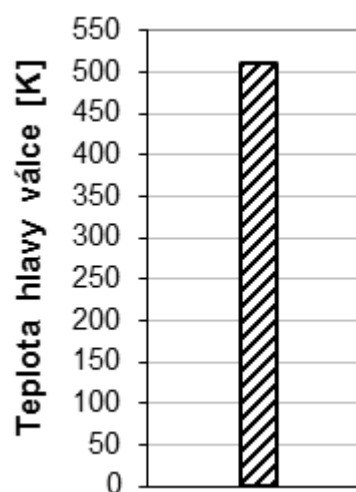
Obr. 11: Teplotní pole pístu v °C [9]



Obr. 12: Teplotní pole výfukového ventilu v °C [9]



Obr. 13: Teplota stěny z programu Tlak



Obr. 14: Teplota hlavy z programu Tlak

4 Optimalizace chlazení

K přikročení optimalizování chlazení motoru bylo v první řadě potřeba znát výchozí stav proudění chladicí kapaliny v chladicích kanálech a rozložení teplot v jednotlivých částech motoru. K tomu účelu byl použit software Ansys Fluent. S jeho pomocí se v prvním kroku optimalizace chladicích kanálů určoval tok, směr a rychlost proudnic chladicí kapaliny. Už jen na základě výsledků simulace proudění byly vidět na první pohled zjevné nedostatky v konstrukci chladicích kanálů.

4.1 Simulace proudění chladicí kapaliny

Pro objektivní porovnání výsledků je u všech provedených simulací proudění uvažováno jako nestacionární, turbulentní, vnitřní, 3D při atmosférickém tlaku a konstantní teplotě. I ostatní parametry a okrajové podmínky jsou totožné pro všechny simulace. Z charakteru simulovaného děje, průtok chladicí kapaliny a odvod tepla ze stěn, je kladen důraz zejména na průběh rychlosti proudění v chladicích kanálech a ne tolik na průběh tlaků. Při simulaci proudění bylo k tomu to přihlédnuto a okrajové podmínky byly zadány jako objemový parametr. Parametry a okrajové podmínky pro simulaci proudění chladicí kapaliny jsou v Tab.5.

chladicí médium	voda
hustota _{H₂O} [kgm ⁻³]	998,2
teplota [K]	363
tok na vstupu [kgs ⁻¹]	0.8
součinitel přestupu tepla kapalina-kanál [Wm ⁻² K ⁻¹]	6000
výstup	outflow

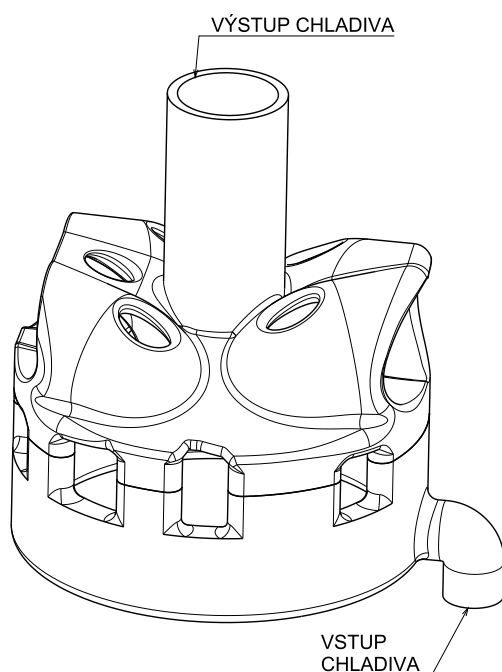
Tab. 5: Okrajové podmínky chlazení

Ve volbě velikosti součinitele přestupu tepla na rozhraní chladicí kapalina-chladicí kanály panují velké rozdíly. Dle [9] udává velikost součinitele přestupu tepla 11 000 Wm⁻²K⁻¹ a dle odborných článků o měření této hodnoty je 6000 Wm⁻²K⁻¹. Zvolil jsem hodnotu 6000 Wm⁻²K⁻¹.

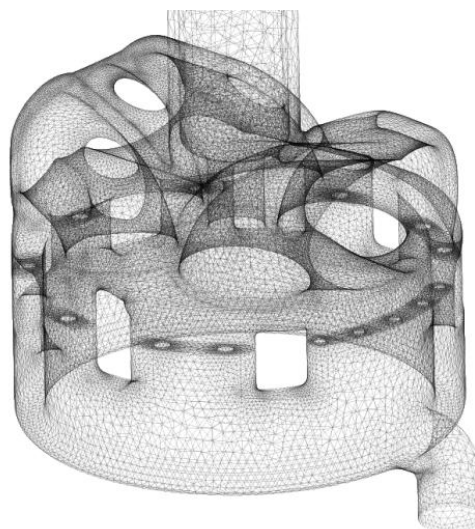
Reynoldsovo číslo, rovnající se přibližně 96 000, ukazuje na charakter proudění chladicí tekutiny. Pro Reynoldsova čísla větší než 10 000 se jedná o turbulentní

proudění. Na základě velikosti Reynoldsova čísla byl zvolen k-epsilon matematický model simulující turbulentní proudění.

Na Obr. 16 je vyobrazen model chladicích kanálů motoru výchozího stavu. Model vznikl sečtením chladicích kanálů válce a hlavy pro co nejvěrnější napodobení reálného stavu proudění v chladicích kanálech motoru. Nepřipadalo v úvahu uvažovat a simulovat chlazení válce a hlavy jako samostatné celky. Z důvodů vstupu chladicí kapaliny jen do válce, výstupu chladicí kapaliny jen z hlavy a přestupu chladiwa z válce do hlavy právě přestup resp. tvar, geometrie a počet přepouštěcích kanálů má podstatný vliv na výsledné proudění chladiwa v chladicích kanálech hlavy a následný odvod tepla.



Obr. 16: Model chladicích kanálů



Obr. 15: Síť konečných elementů chlazení

Takto připravený model chladicích kanálu se stal vstupem pro simulaci proudění. Po importování geometrie do programu následovala tvorba sítě konečných elementů. Kvalita sítě má zásadní vliv na přesnost výpočtu a rychlost konvergence řešení. Větší zahuštění sítě přináší přesnější výsledky, ale na druhou stranu klade větší nároky na hardware počítače. Proto je potřeba volit kompromis mezi kvalitou, konvergencí řešení a dostupným hardwarem. Po několika kontrolních výpočtech jsem pro model chlazení volil síť sestávající se z přibližně 1×10^6 elementů.

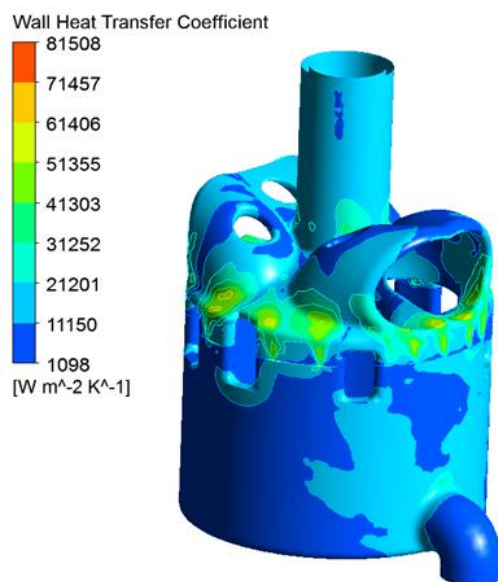
K zajištění dostatečné konvergence řešení při výpočtu nestacionárního proudění je důležitá konvergence jednotlivých časových kroků. Ne vždy stačí k posouzení tohoto

faktu konvergence zbytkových energií. Například ustálení hodnot těchto energií na určité hodnotě v důsledku nedostatečně husté sítě v jednom konkrétním místě již dále neklesají. V případě vyskytnutí této možnosti je zapotřebí sledovat průběhy i ostatních veličin (rychlost,...) a až na základě posouzení tohoto parametru usoudit o dostatečnosti ustáleného řešení.

Velký podíl na průběh řešení má nastavení velikosti časového kroku mezi jednotlivými body řešení. Při nastavení velkého časového kroku může dojít k zhoršení přesnosti řešení a k ustálení proudění během menšího počtu iterací. Volbě nastavení časového kroku a počtu iterací je potřeba věnovat pozornost a nastavit s ohledem na ostatní parametry výpočtu a s ohledem na výpočetní vlastnosti hardwaru.

Volba velikosti časového kroku byla $\Delta t = 0,05 \text{ s}$ při 20 iterací na jeden časový krok. K určení velikosti těchto parametrů vedla série zkušebních výpočtů ověřující funkčnost s ohledem na výše uvedenou síť a matematický model. Celkový počet časových kroků nutných pro dostatečné ustálení řešení byl zvolen na 200, tj. 4000 iterací. Celková doba modelovaného proudění je 10 s.

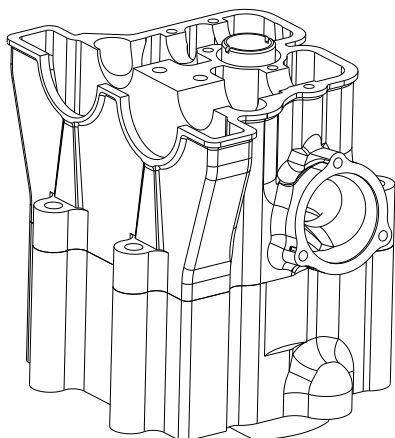
Výstupem ze simulace proudění je především určení součinitele přestupu tepla na povrchu modelu chladicích kanálů tzv. na styku rozhraní chladicí kapaliny a chladicích kanálů, jak ukazuje Obr. 17.



Obr. 17: Rozložení součinitele přestupu tepla na povrchu

4.2 Simulace chlazení motoru

Simulace chladicího efektu kapaliny měla podobný průběh jako simulace proudění. Nejdříve bylo zapotřebí připravit model sestávající z hlavy, válce a ventilových sedel motoru. Pro zjednodušení výpočtu jsem hlavu a válec uvažoval jako jedno těleso.

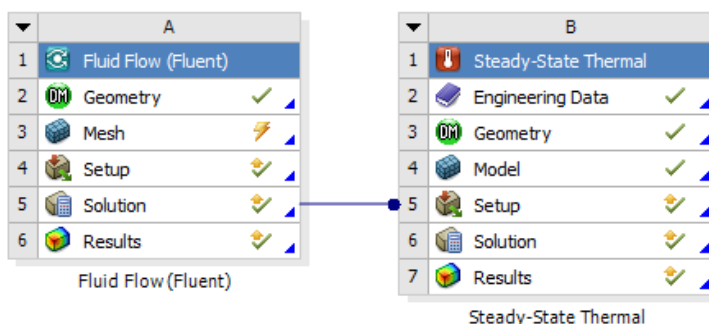


Obr. 18: Model hlavy a válce



Obr. 19: Síť konečných elementů hlavy a válce

Vstupními okrajovými podmínky pro simulování chladicího efektu kapaliny jsou hodnoty z Tab. 4 a výsledky ze simulace proudění kapaliny v chladicích kanálech. Okrajové podmínky z Tab. 4 se aplikují do FEM modelu přímo na konkrétní plochy, kdežto výsledky ze simulace proudění chladicí kapaliny jsou zadány přímo v programovém prostředí simulačního programu viz Obr. 20, kde import výsledků simulace proudění kapaliny značí spojení pomocí modré přímky.



Obr. 20: Spojení simulace proudění a přestupu tepla

Parametry použité v teplotní simulaci:

materiál hlavy a válce	hliníková slitina
součinitel tepelné vodivosti [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	170
počáteční teplota [K]	290
časový krok [s]	1
délka simulace [s]	60

Tab. 6: Parametry FEM modelu pro přestup tepla

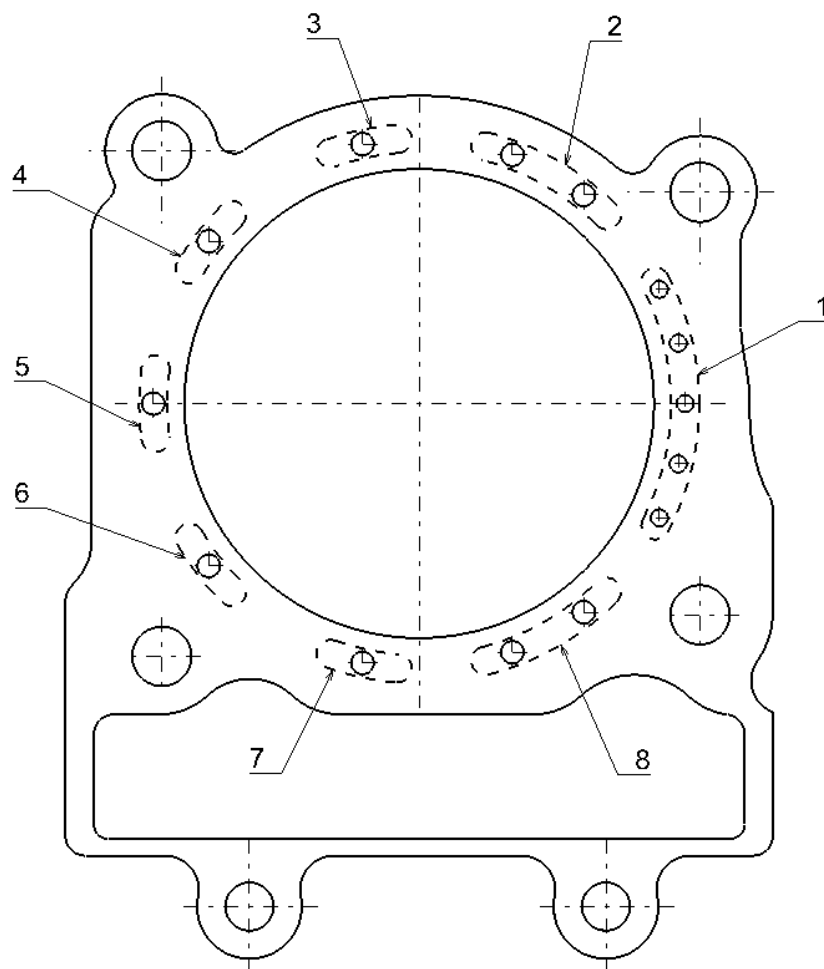
4.3 Interpretace výsledků simulace kapalinového chlazení

Po provedení simulace proudění chladicí kapaliny výchozího stavu a zhodnocení výsledků průběhů rychlosti a průtoku jednotlivými částmi chladicích kanálů jsem odhalil zjevné nedostatky v konstrukci chladicích kanálů. Na základě zjištěných nedostatků jsem vytvořil 4 varianty chladicích kanálů se snahou o minimalizaci zjištěných nedostatků v konstrukci.

Tvar chladicích kanálů hlavy a válce byl konstruován na základě pomocných simulací proudění kapaliny. Již při konstrukci byly odstraněny oblasti, ve kterých kapalina proudila nízkou rychlostí, tudíž by docházelo k přehřívání v těchto oblastech. Konstrukční úpravy jsem zaměřil na oblast přechodu chladicí kapaliny z válce do hlavy a na oblast vstupu chladicí kapaliny do válce jako nejvíce rozhodující prvky na konečný stav proudění chladicí kapaliny v kanálech.

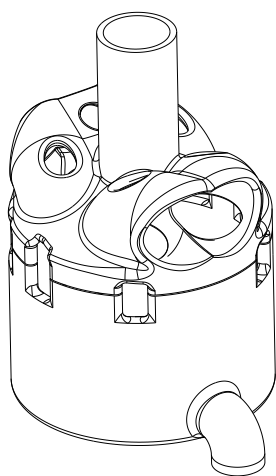
Jelikož přepouštěcí kanály slouží jako technologické otvory pro zaformování jader, nebylo možné přímo měnit jejich průřez. Korekci průtoku přepouštěcími kanály jsem reguloval změnou průřezu otvorů v těsnění. Podmínkou konstrukce vstupu do válce bylo pouze dodržení kolmosti na osu válce pro snadné řešení utěsnění kapaliny.

Pro zhodnocení konstrukčních variant jsem zvolil měření průtoku v kanálech v oblasti přestupu kapaliny z válce do hlavy. Náčrt těsnění s vyznačenými a pojmenovanými oblastmi měření je vyobrazen na Obr. 21. Číslem 1 je označena oblast pod výfukovými ventily a nejbližší ke vstupu chladicí kapaliny do válce. Průřez dle čísla oblasti je brán jako suma dílčích otvorů dané oblasti.



Obr. 21: Měřicí oblasti průtoku v těsnění

4.3.1 Varianta č. 0 (V0)

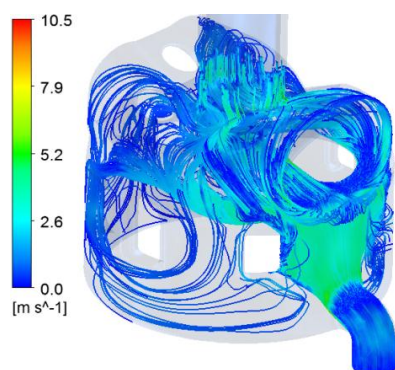


Neboli výchozí varianta konstrukce chladících kanálů. Na té to variantě byla provedena simulace proudění chladicí kapaliny s plným průřezem přepouštěcích kanálu tzv., že těsnění by mělo shodný průřez s přepouštěcími kanály.

Na Obr. 23 jsou vidět proudnice toku chladicí kapaliny. Převážná část toku kapaliny směřuje od vstupu přes oblast můstku mezi výfukovými ventily a kolem zapalovací svíčky do výstupu. Pro chlazení můstku a zapalovací svíčky je toto řešení výhodné, ale zcela nevhodné pro chlazení ostatních částí motoru

Obr. 22: Model chlazení V0

zejména pro válec. Odlehlejší část válce je prakticky nechlazena vůbec.

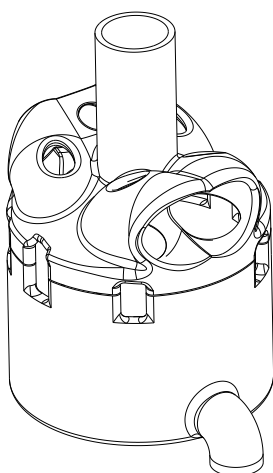


Obr. 23: Proudnice V0

oblast	průřez [mm ²]	průtok [kgs ⁻¹]
1	243,5	0,46
2	144,3	0,005
3	80,6	0,084
4	80,6	0,07
5	80,6	0,03
6	80,6	0,085
7	80,6	0,006
8	144,3	0,06

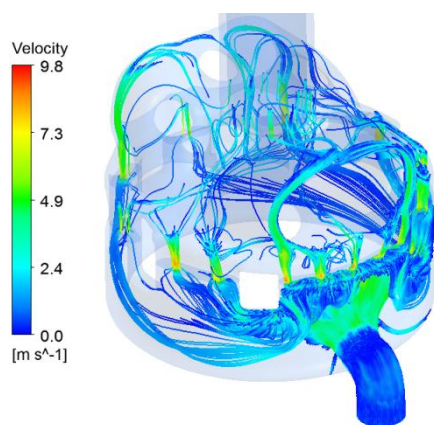
Tab. 7: Velikosti průřezů V0

4.3.2 Varianta č. 1 (V1)



Vznikla z V0 a korekcí průřezu přepouštěcích kanálů změnou průřezů v těsnění. Velikosti průřezů jsou v Tab. 8: Velikost průřezů V1 Tab. 8. Změnou průřezů v těsnění došlo k významnému přerozdělení toku oproti variantě V0 patrné na Obr. 25. Korekcí došlo k usměrnění a rozdělení toku po obvodu vrchní části válce. Nedostatkem této varianty je stejně jako u V0 prakticky nechlazená odlehlá část válce, což je nepřijatelné, jak je vidět z Obr. 26. Kde nejvyšší teplota je na zadní stěně válce uprostřed.

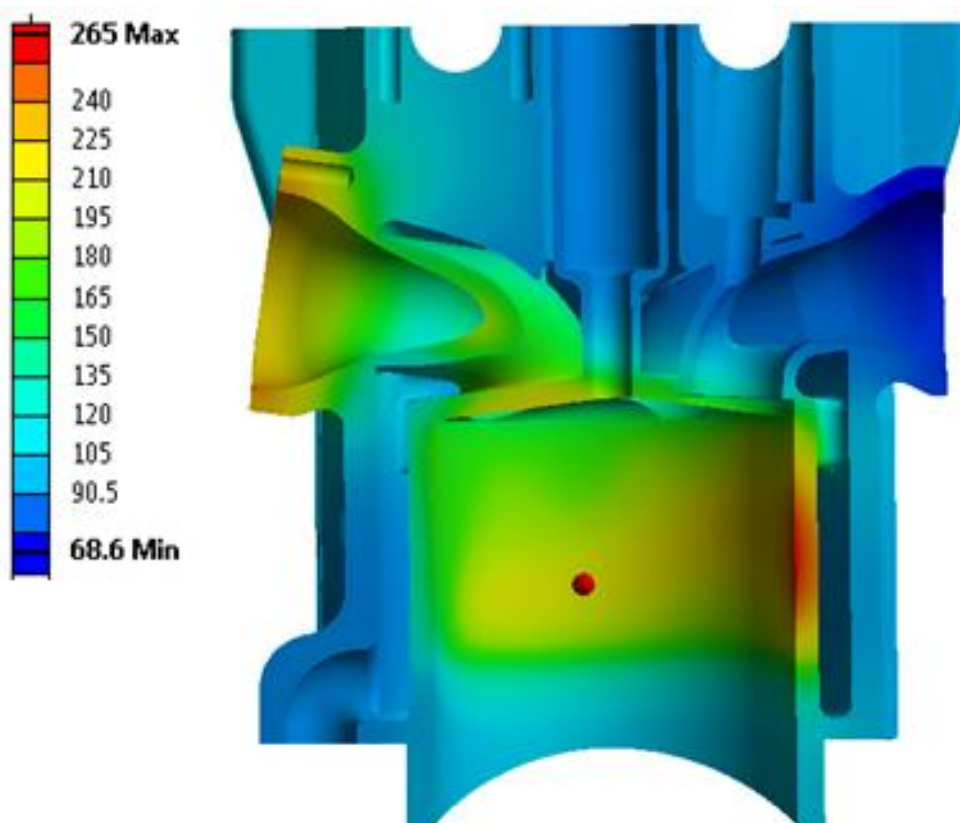
Obr. 24: Model chlazení V1



Obr. 25: Proudnice V1

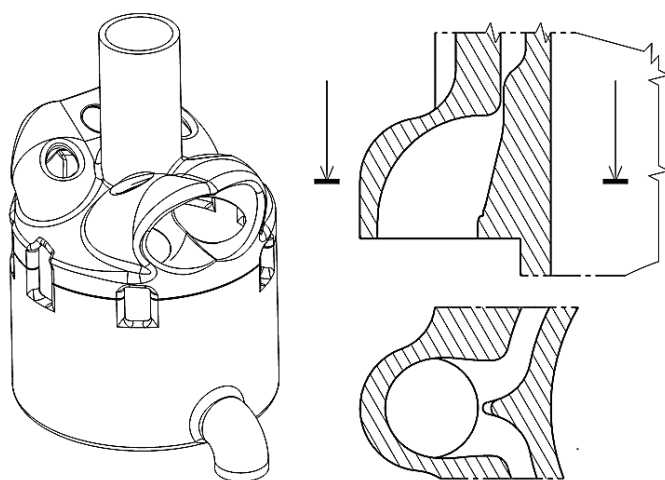
oblast	průřez [mm ²]	průtok [kgs ⁻¹]
1	35,3	0,23
2	25,1	0,11
3	12,6	0,09
4	12,6	0,05
5	12,6	0,02
6	12,6	0,08
7	12,6	0,1
8	25,6	0,12

Tab. 8: Velikost průřezů V1



Obr. 26: Teplotní pole V1

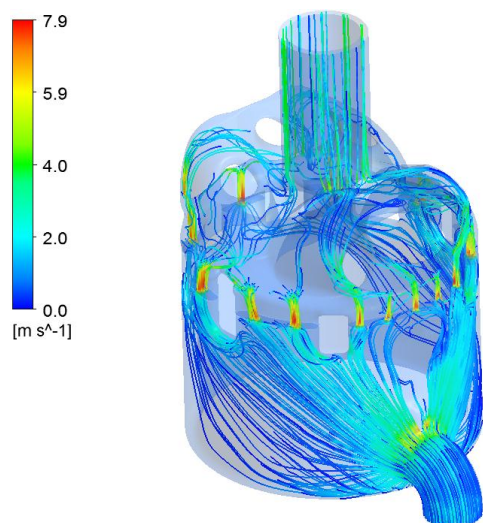
4.3.3 Varianta č. 2 (V2)



Obr. 27: Model chlazení V2

Oproti V0 a V1 je cílem V2 nasměřovat hlavní tok chladiva do obvodu válce už od spodní části válce a také zlepšit ochlazování odlehlé části válce. K dosažení toho to cíle bylo přidáno usměrňující žebro naproti vstupu do válce patrné na Obr. 27. Velikosti průřezů otvorů v těsnění zůstaly shodné jako ve V1.

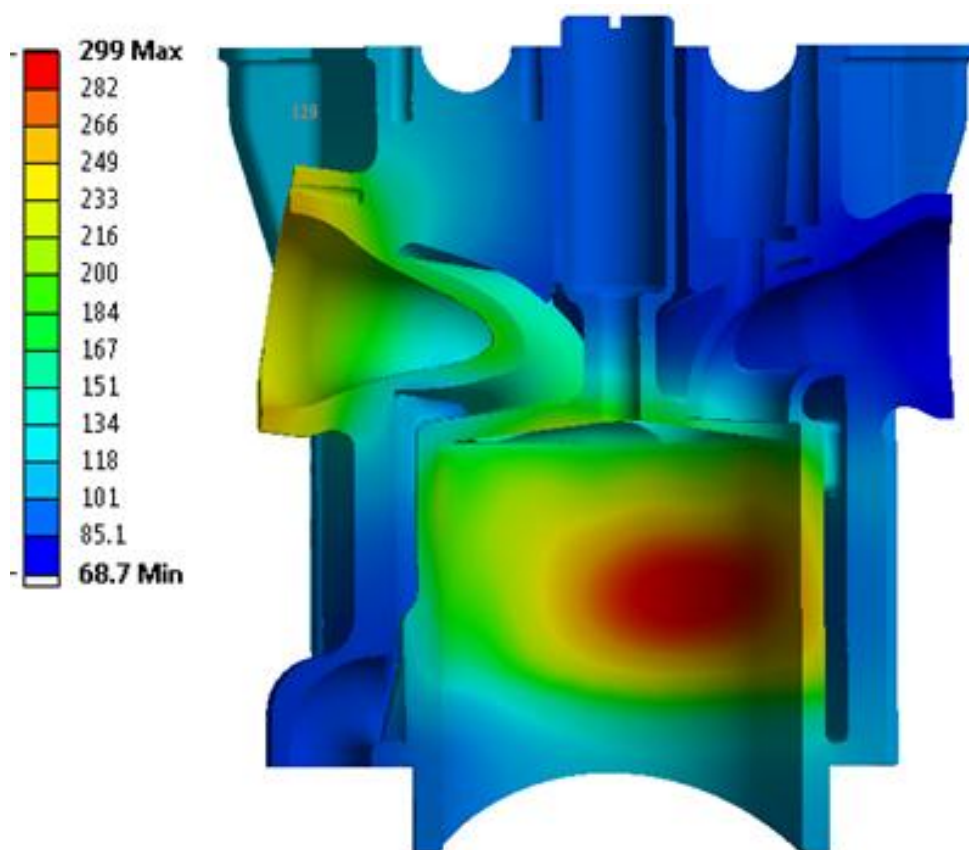
Výsledek přidání žebra do vstupu je vidět na Obr. 28 kde došlo ke zlepšení proudění ve spodní části válce, ale odlehlá část válce, kde se stýkají proudy proudící po obvodu válce, zůstala prakticky beze změny, téměř nechlazena. Na Obr. 29 je na první pohled viditelný nedostatek v chlazení válce.



Obr. 28: Proudnice V2

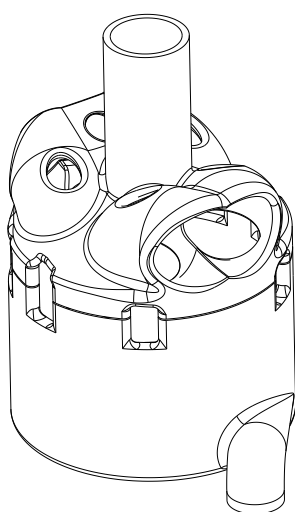
oblast	průřez [mm ²]	průtok [kgs ⁻¹]
1	35,3	0,11
2	25,1	0,12
3	12,6	0,087
4	12,6	0,073
5	12,6	0,06
6	12,6	0,08
7	12,6	0,13
8	25,6	0,14

Tab. 9: Velikost průřezů V2



Obr. 29: Teplotní pole V2

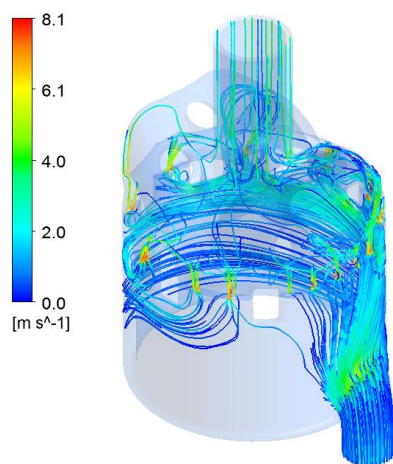
4.3.4 Varianta č. 3 (V3)



Rozdíl varianty č. 3 oproti V1 je nasměrování vstupu chladicí kapaliny do válce motoru šikmo pod úhlem 39° s cílem vytvořit homogenní tok proudící obvodem válce hned od spodní části válce a až po obtečení celého obvodu válce stoupat k přepouštěcím kanálům. Velikosti průřezů otvorů v těsnění zůstaly stejné jako ve V1.

Výsledek šikmého vstupu je vidět na Obr. 31. Došlo k výraznému zlepšení chlazení odlehlé části válce, ale za to přibýlo nechlazené místo v blízkosti vstupu chladicí kapaliny do válce, jak ukazuje Obr. 32.

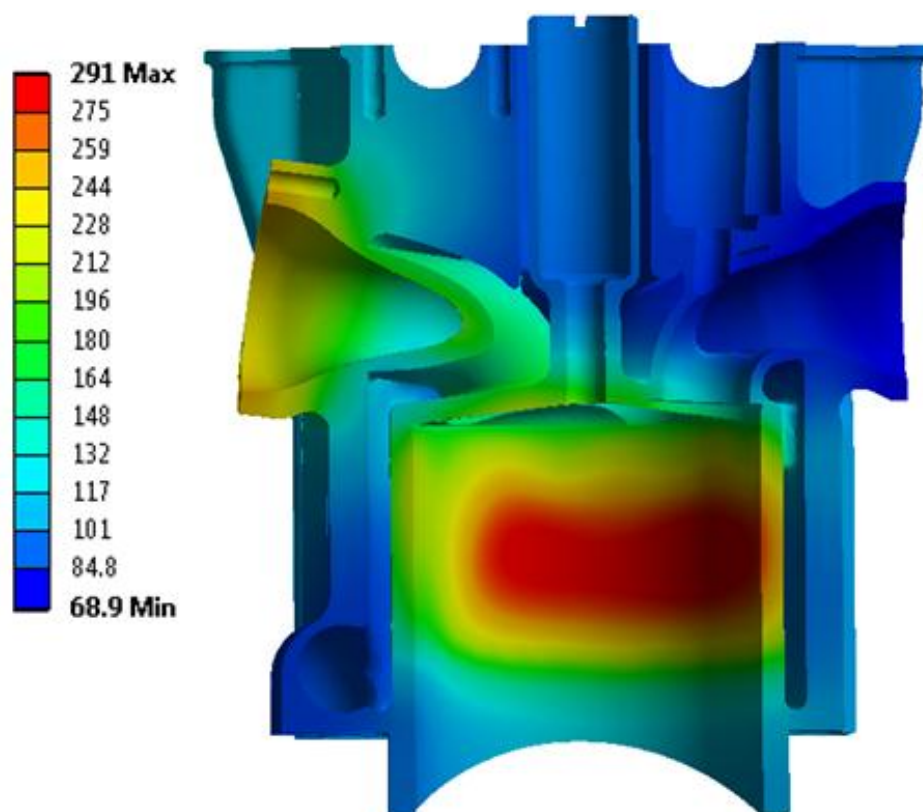
Obr. 30: Model chlazení V3



Obr. 31: Proudnice V3

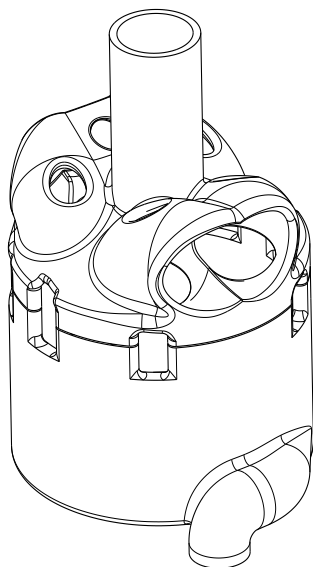
oblast	průřez [mm ²]	průtok [kgs ⁻¹]
1	35,3	0,18
2	25,1	0,17
3	12,6	0,12
4	12,6	0,08
5	12,6	0,065
6	12,6	0,058
7	12,6	0,059
8	25,6	0,07

Tab. 10: Velikosti průřezů V3



Obr. 32: Teplotní pole V3

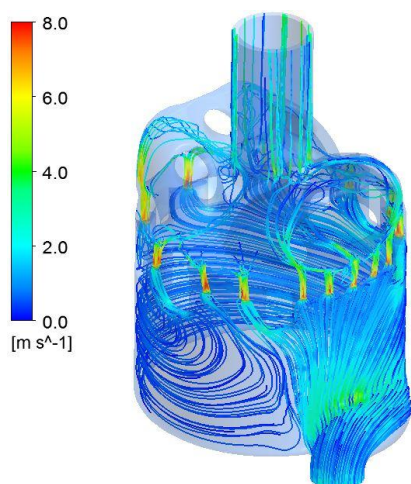
4.3.5 Varianta č. 4 (V4)



Obr. 33: Model chlazení V4

V4 je výraznější modifikací V3, kde došlo ke zvětšení úhlu a protažení vstupu patrné na Obr. 33. Velikosti průřezů otvorů v těsnění zůstaly stejné jako ve V1. Výsledek simulace proudění je na Obr. 34. Došlo k docílení vytvoření homogenního toku chladicí kapaliny obvodem válce od spodní části válce a tudíž i k zrovnoměnění chlazení po celém obvodu válce bez nechlazených míst.

Z pohledu průtoků je zde patrná vzdálenost přepouštěcího kanálu od vstupu chladicí kapaliny do válce viz Tab. 11. Pro zdokonalení proudění v nejvzdálenější oblasti válce jsem přikročil ke korekci průřezů přepouštěcích kanálů dle Tab. 12



Obr. 34: Proudnice V4

oblast	průřez [mm ²]	průtok [kgs ⁻¹]
1	35,3	0,21
2	25,1	0,17
3	12,6	0,095
4	12,6	0,08
5	12,6	0,07
6	12,6	0,065
7	12,6	0,054
8	25,6	0,06

Tab. 11: Velikosti průřezů V4

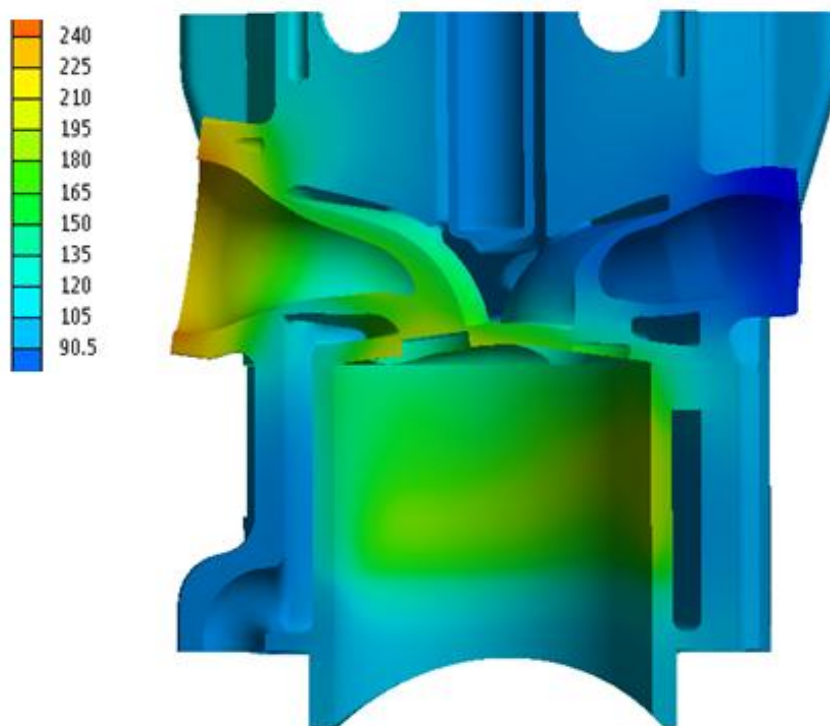
Varianta č. 4 se stala konečným řešením tvaru chladících kanálů jak válce, tak i hlavy. Z Obr. 35 je vidět rovnoměrné rozložení teplotního pole V4 bez lokálních extrémů na stěnách válce či jiných místech. Toho bylo docíleno vhodným nasměrováním vstupního hrdla do chladících kanálů válce a dodatečnou korekcí průřezů přepouštěcích kanálů.

Na základě toho to řešení byl aktualizován prvotní návrh konstrukce hlavy a válce. Aktualizované výkresy válce, hlavy, vložky a těsnění jsou v příloze pod názvy:

1. Výkres hlavy motoru 2352016
2. Výkres válce motoru 2352016155
3. Výkres vložky zapalovací svíčky 30520161043
4. Výkres těsnění 3052016

oblast	průřez [mm ²]	průtok [kgs ⁻¹]
1	15,7	0,18
2	6,3	0,083
3	4,5	0,077
4	7	0,082
5	8	0,069
6	12,6	0,08
7	14,1	0,099
8	37,7	0,12

Tab. 12: Dodatečné velikosti průřezů V4



Obr. 35: Teplotní pole V4

5 Závěr

V předložené diplomové práci je popsána konstrukce a výpočty hlavy a válce kapalinou chlazeného jednoválcového motoru pro sportovní motocykl s cílem optimalizovat proudění chladicího kapalného média a odvod tepla zejména v oblasti mezi sedly výfukových ventilů a v oblasti okolo zapalovací svíčky.

K tomu to požadavku bylo přistupováno od samého začátku konstrukce hlavy a válce, kdy při konstrukci byly průběžně využívány simulace proudění chladicí kapaliny s cílem minimalizovat nedostatky ve tvaru chladicích kanálů již v počátcích konstruování. Návrh také vycházel z trendů vývoje podobných motocyklových motorů určených pro sportovní využití.

Pro posouzení optimalizace proudění chladicího média byla zvolena metoda konečných prvků. Výpočtové modely jednotlivých optimalizačních variant byly vytvořeny v programu Ansys, kde do analýz byly zadány okrajové podmínky z kapitoly 3 a z dostupné literatury. Pro rozsáhlost a náročnost zadané práce na výpočetní výkon počítače jsem do výpočetních modelů zanesl zjednodušení oproti reálnému provozu motoru.

Celkem bylo vytvořeno 5 variant tvarů chladicích kanálů. Jednotlivé varianty se zaměřovali především na tvar vstupu chladicí kapaliny do válce a na velikost průřezu přepouštěcích kanálů jako prvky v konstrukci hlavy a válce mající zásadní vliv na výsledné proudění chladicí kapaliny a výsledný efekt chlazení. Korekce průřezu přepouštěcích kanálů se děla za pomoci změny průřezů otvorů v těsnění mezi hlavou a válcem motoru. Na každé variantě byla provedena simulace proudění chladicí kapaliny a přestupu tepla v režimu motoru při 10000 otáčkách za minutu.

Oblast můstku mezi sedly výfukových ventilů a oblast kolem zapalovací svíčky ve všech variantách navrhovaných chladicích kanálů nepřesáhli kritické teploty, což je 240 °C dle (9). Teploty se pohybovaly mezi 200 °C až 240 °C u všech variant řešení chladicích kanálů.

Varianta tvaru chladicích kanálů označovaná jako číslo 4 s dodatečnou korekcí ve velikosti průřezu přepouštěcích kanálu je považována za výsledek optimalizace proudění chladicí kapaliny. Tato varianta umožnila vytvořit při proudění chladicí kapaliny v chladicích kanálech válce homogenní rotující tok proudící po celém obvodu válce s postupným přetékáním chladicí kapaliny do chladicích kanálů hlavy motoru.

Tím to bylo dosaženo zrovnomenění teploty válce a dodatečnou korekcí přepouštěcích kanálů byl zachován tok ke kritickým místům jako můstku mezi výfukovými ventily a k oblasti zapalovací svíčky.

Pokračováním této práce by mohlo být ověření výsledků provedených simulací s výsledky měření na skutečném motoru.

Seznam použité literatury

- [1] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů I*. Brno : František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] RAUSCHER, J. *Spalovací motory: studijní opory*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2005.
- [3] Otevřená encyklopedie motocyklů. *Bikes*. [Online] © Copyright Bikes Publishing s.r.o. 2008 - 2016, 12. Květen 2016. [Citace: 12. Květen 2016.] <http://www.bikes.cz/motorky>.
- [4] *Výpočtový program TLAK macro-1101.xls*. BEROUN, S., a další, a další. Liberec : autor neznámý, 2001. LN00B073,SM 395/2001.
- [5] WOSCHNI, G. *A Universally Applicable Equation for the instantaneous Heat Transfer*. s.l. : SAE Paper, 1967. 670931.
- [6] HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engines Fundamentals*. USA : McGraw-Hill series in mechanical engineering, 1988. 0-07-028637-X.
- [7] KUPILÍK, V. *Termodynamika*. Praha : autor neznámý, 1987. 54-005-87.
- [8] RYCHTÁŘ, V. *Válcová jednotka motoru při extrémních zatíženích*. Liberec 2013.
- [9] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*. Praha : SNTL, 1978.
- [10] BASSHUYSEN, R a SCHÄFER, F. *Handbuch Verbrennungsmotor*. Wiesbaden : Vieweg & Sohn Verlag, 2005.
- [11] Dufek, Martin. *Pevnostní optimalizace pístu pro plocho drážní motocykl*. Liberec : autor neznámý, 2007.
- [12] Vyštejn, Jan. *Kapalinové chlazení hlavy válců motocyklového motoru*. Liberec 2012. KVM-DP-645.
- [13] muldersmotoren. [Online] [Cited: Květen 17, 2016.] <http://www.muldersmotoren.nl/downloads/6315-KTM%20250%20EXC-F%202016%20Details.pdf>.

Seznam příloh

1. Titulní strana v prostředí programu Tlak
2. Výkres hlavy motoru 2352016
3. Výkres válce motoru 2352016155
4. Výkres vložky zapalovací svíčky 30520161043
5. Výkres těsnění 3052016

Příloha 1: Titulní strana v prostředí programu Tlak

Výpočet průběhu tlaku ve válci pístového motoru

Zadané hodnoty

Plnicí tlak [kPa]	p_a	101
Vrtání válce [m]	D	0,079
Kompresní poměr [-]	E	13,5
Délka ojnice [m]	L	0,1
Zdvih pístu motoru [m]	Z	0,051
Zvětšení teplosměnné plochy spalovacím prostorem [m ²]	P_{spal}	0,009
Střední teplota stěn [K]	T_s	490
Otáčky motoru [1/min]	n	10000
Hmotnost náplně válce [g]	M	0,3
Začátek hoření paliva [°]	ZH	350
Využitá teplo z přivedeného paliva [J]	Q	1483
Poměrná dávka paliva v počátečním hoření [MJ]	R	0
Celková doba hoření [°]	$\Phi_k = H$	40
Charakteristické číslo počátečního prudkého hoření [-]	$m_1 = H$	0,2
Charakteristické číslo postupného hoření [-]	$m_2 = J$	0,8
Poměrná doba počátečního prudkého hoření [-]	$\Phi_1/\Phi_k = K$	0,8
Výpočet přestupu tepla podle Eichelberga (ANO = 1, NE = 0)		0
Výpočet přestupu tepla podle Woschniho (ANO = 1, NE = 0)		1
Parametr rozvíření směsi [-]	K	4
Vzdálenost 1. píst. kroužku [m]	$v1k$	0,005
Vzdálenost mezi středy 1. a 2. píst. kroužku [m]	$v12k$	0,004
Přesazení vložky válce vůči pístu v HÚ [m]	xm	0,0008
Tloušťka hlavy válce [m]	th	0,008
Tloušťka stěny vložky [m]	tv	0,005
Hmotnost pístu, kroužků, čepu a části ojnice [g]	m	344

Počet válců

Počet válců	1
-------------	---

Časování ventilů - sací otvorů [°]

Časování ventilů - sací otvorů [°]	SO	-55
Časování ventilů - sací zavírání [°]	SZ	220
Časování ventilů - výfukový otvorů [°]	VO	495
Časování ventilů - výfukový zavírání [°]	VZ	733

Sací ventil - počet

Sací ventil - počet	IS	3
Sací ventil - průměr sedla [mm]	DSS	20
Sací ventil - úhel sedla [°]	USS	45
Sací ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVS	10,5
Sací ventil - průtokový součinitel	PSS	0,7

Maximální průtokový průřez [mm²] (program vypočítá)

Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPS	1400
--	-----	------

Výfukový ventil - počet

Výfukový ventil - počet	IV	2
Výfukový ventil - průměr sedla [mm]	DSV	24
Výfukový ventil - úhel sedla [°]	USV	45
Výfukový ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVV	9,9
Výfukový ventil - průtokový součinitel	PSV	0,7

Maximální průtokový průřez [mm²] (program vypočítá)

Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPV	1056
--	-----	------

Střední tlak v sacím potrubí [kPa]

Střední tlak v sacím potrubí [kPa]	$p_s = PSP$	101
------------------------------------	-------------	-----

Střední tlak ve výfukovém potrubí [kPa]

Střední tlak ve výfukovém potrubí [kPa]	$p_v = PVP$	100,0
---	-------------	-------

Teplota nasávaného vzduchu [K]

Teplota nasávaného vzduchu [K]	$T_s = TCN$	290
--------------------------------	-------------	-----

Palivo - kapalné (ANO = 1, NE = 0)

Palivo - kapalné (ANO = 1, NE = 0)	PK	1
Výparné teplo paliva [kJ/kg]	QV	302,4
Plynová konstanta par paliva [J/kg.K]	RKP	72,5
Měrná tepel. kap. paliva v plyn. stavu při stálém obj. [J/kg.K]	$c_{vp} = CVKP$	3700
Podíl odpařeného paliva v sacím potrubí [-]	ODP	0,5

Palivo - plyné (ANO = 1, NE = 0)

Palivo - plyné (ANO = 1, NE = 0)	PP	0
Měrná plynová konstanta [J/kg.K]	$r_p = RPP$	72,5
Výhřevnost paliva [MJ/kg]	$H_u = VP$	43,50

Vyplňte jen

skupina 4

☐ vodík

☐ metan

☐ propan-butan

☒ benzín

☐ nafta

☐ Shulle

JAWA_250_ccm

GM_250_ccm

Přidat, opravit data

Kontrola 1

Kontrola 2

Přestup tepla

☐ dle Eichelberga

☒ dle Woschniho

Druh paliva

☒ kapalné

☐ plyné

Přívod paliva

☒ vnitřní

☐ vnější - se vzduchem

☐ vnější - samostatně

Přívod paliva komárkou

☒ ne

☐ řízený

☐ neřízený

Tabulka s iterací pro tepelné zatížení dle Woschniho

°C	476	328	234	178	130
Th	T1s	T2s	T3s	T4s	
poloha středu pístu	0,003	0,008	0,02	0,044	
K	749	601	507	451	404

Volba	514	474	437	408	384
poloha	0,01	0,01	0,03	0,06	

$P_e = 30$ kW efektivní výkon motoru

$p_i = 2,298$ MPa

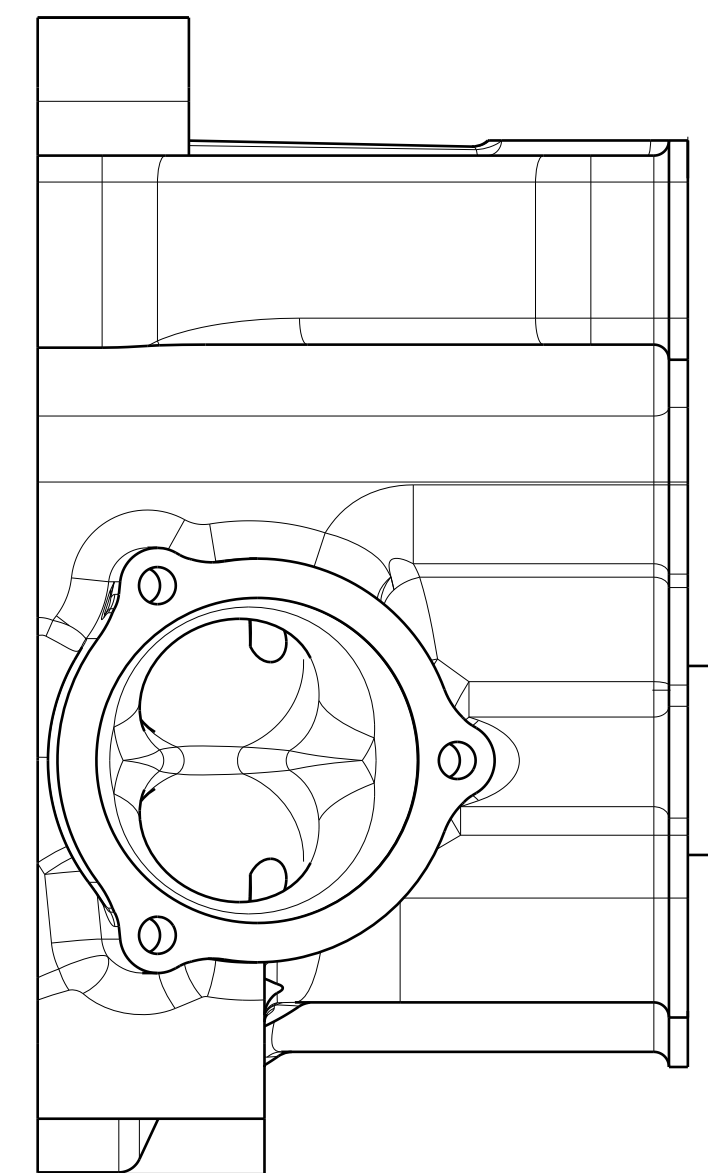
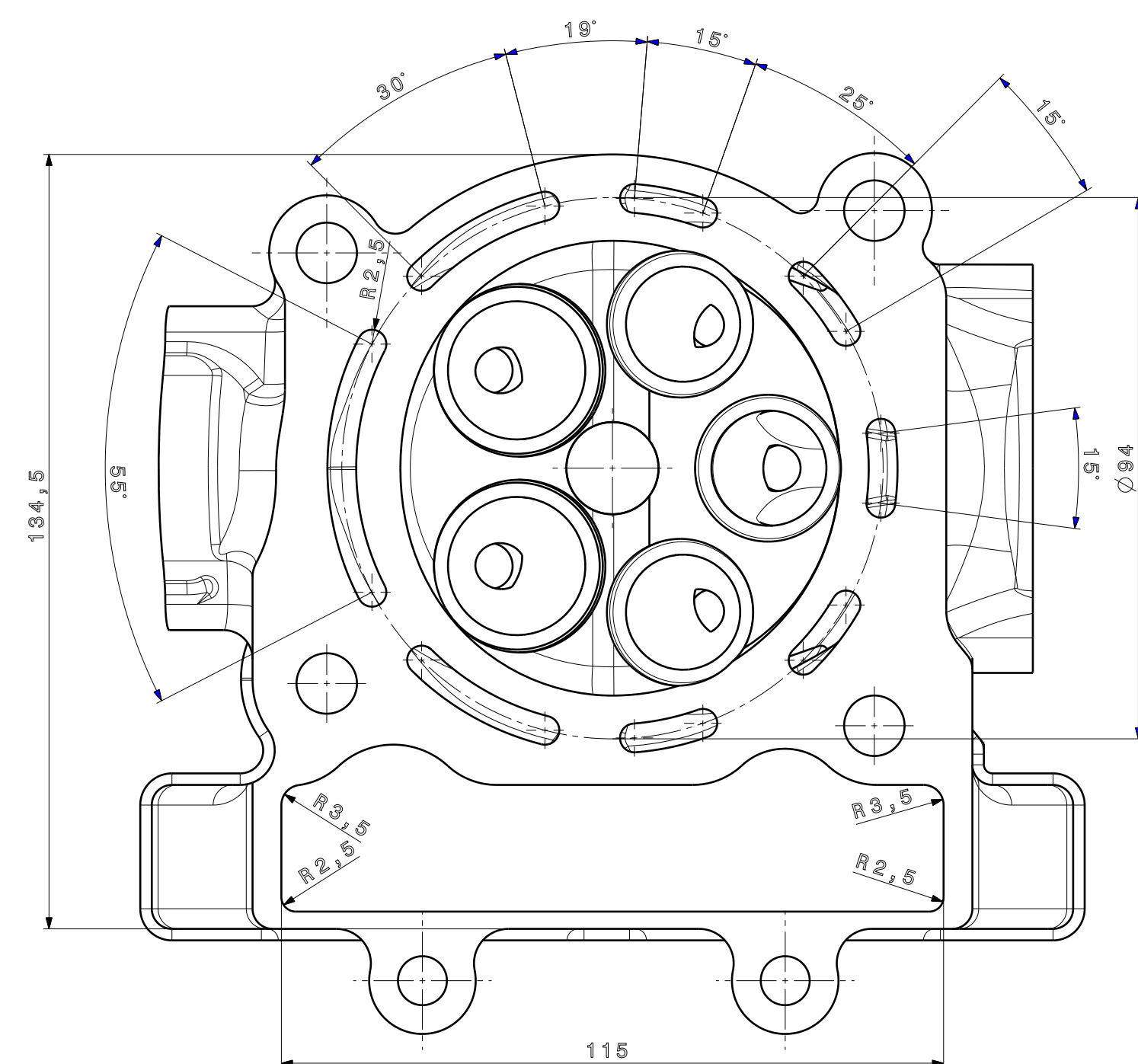
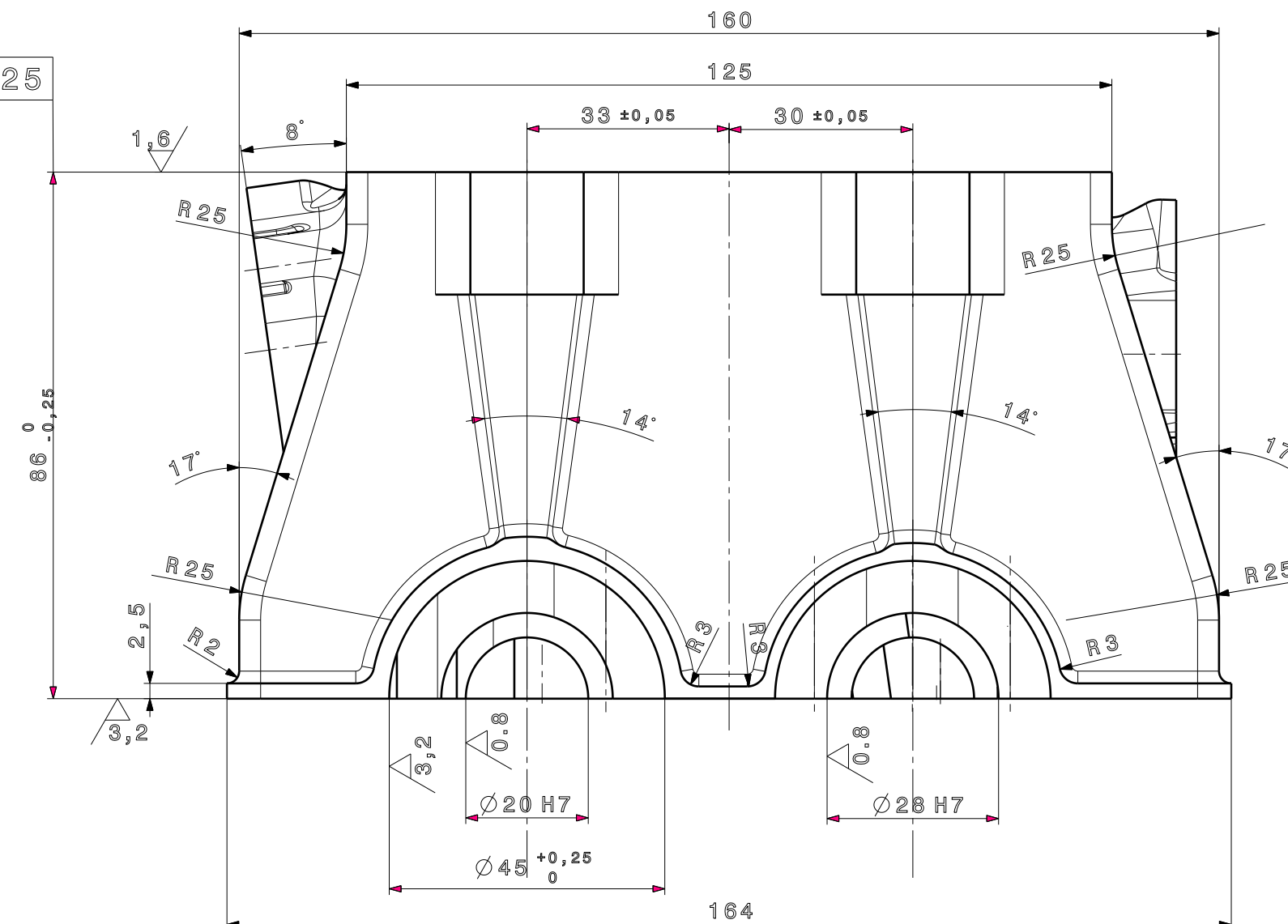
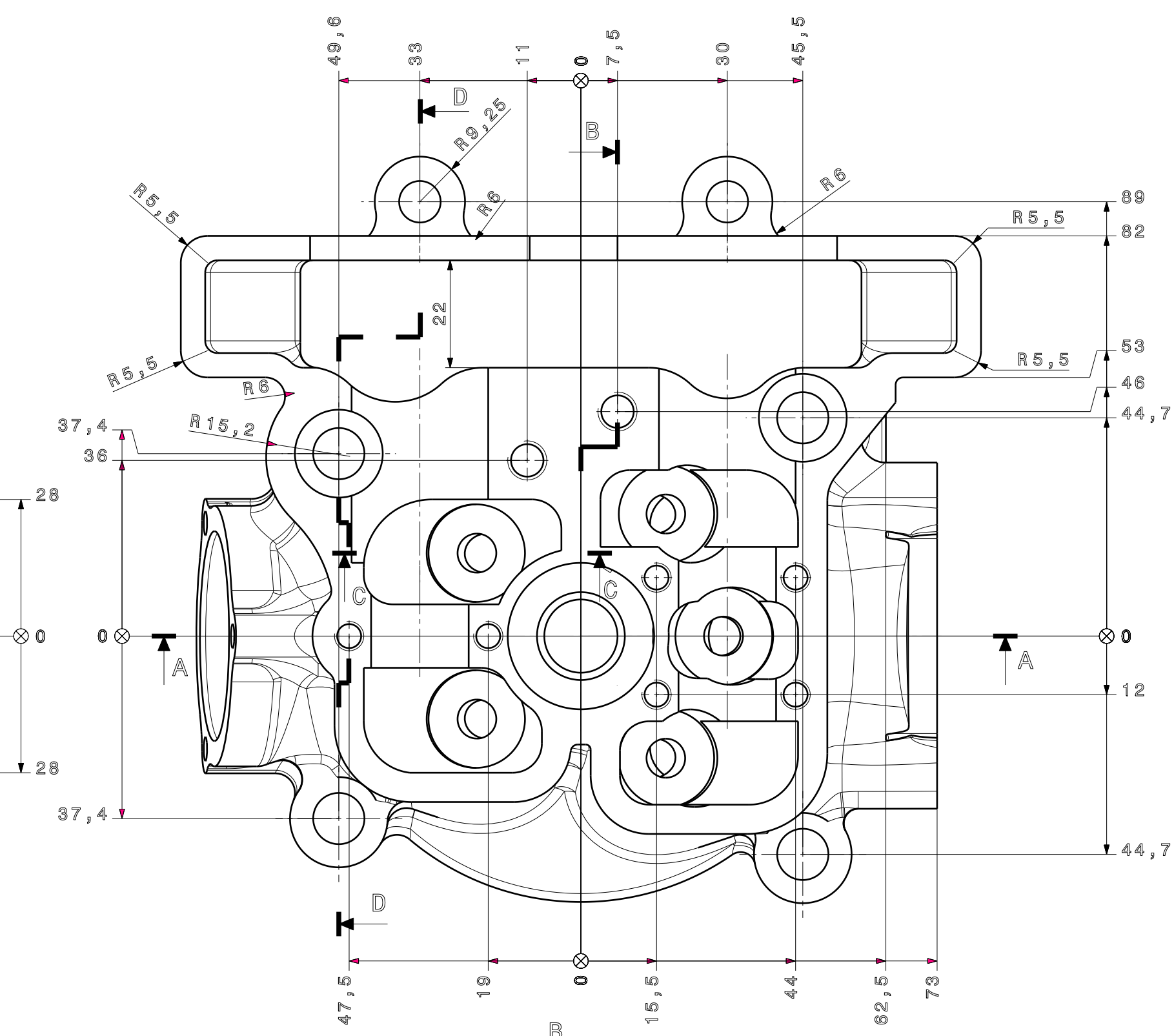
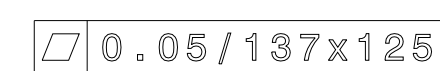
$V_{Z1} = 0,250$ dm³ zdvihový objem jednoho válce

$V_{Z2} = 0,250$ dm³ zdvihový objem motoru

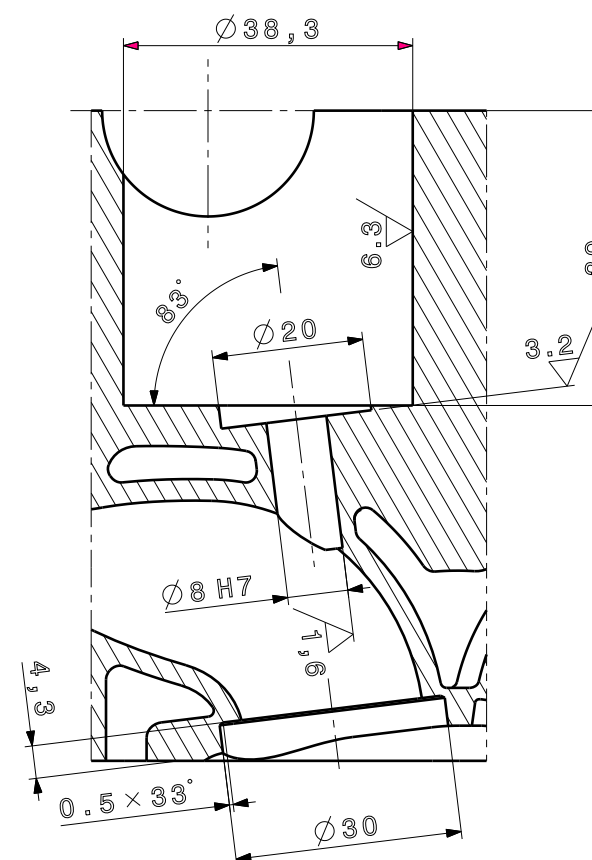
$p_{\text{pr}} = 1,440$ MPa

$\eta_m = 0,627$ -

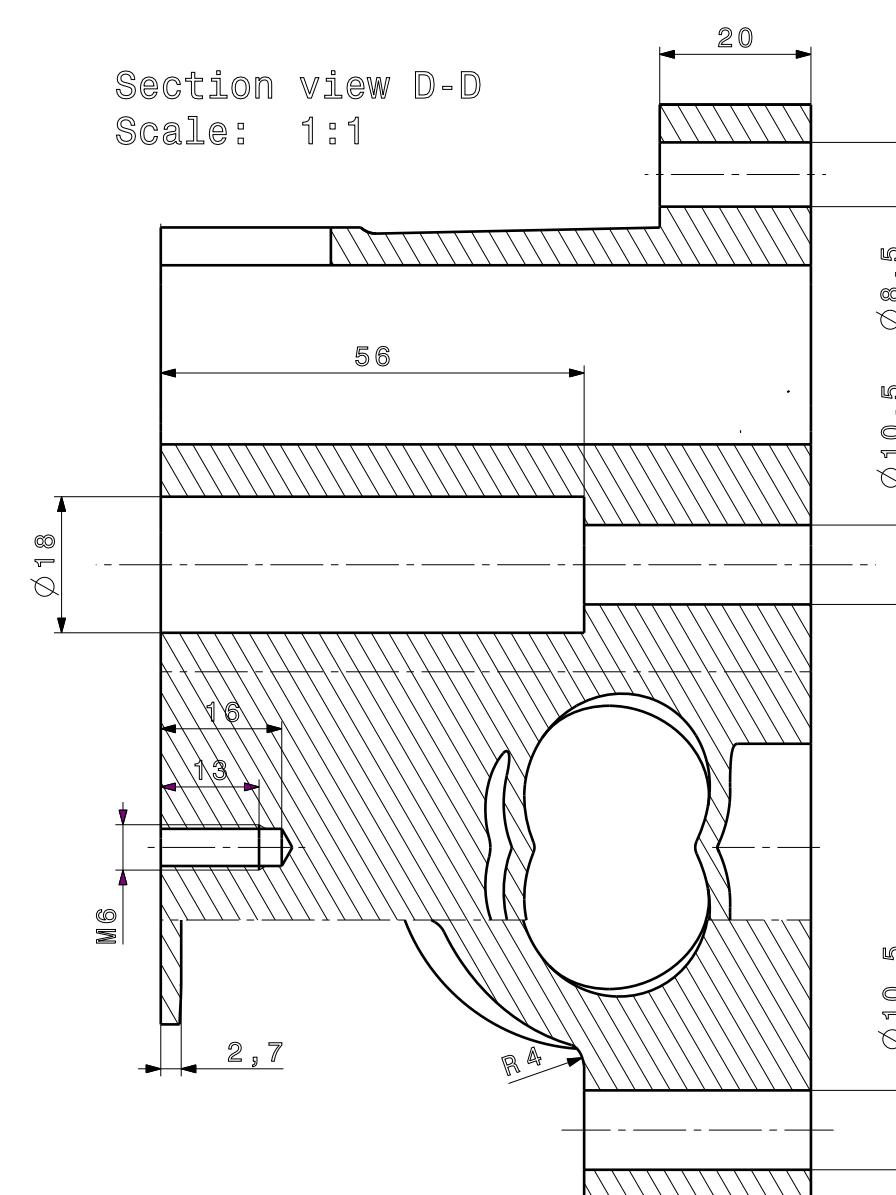
$m_{pe} = 379,0$ g/kWh



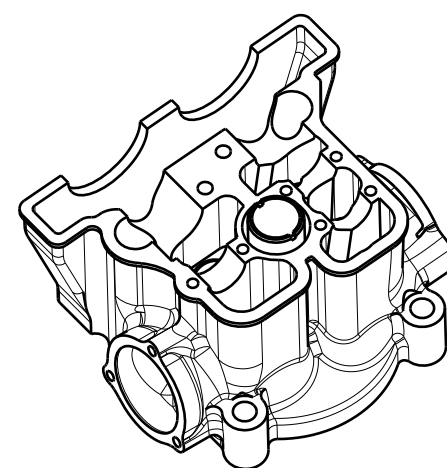
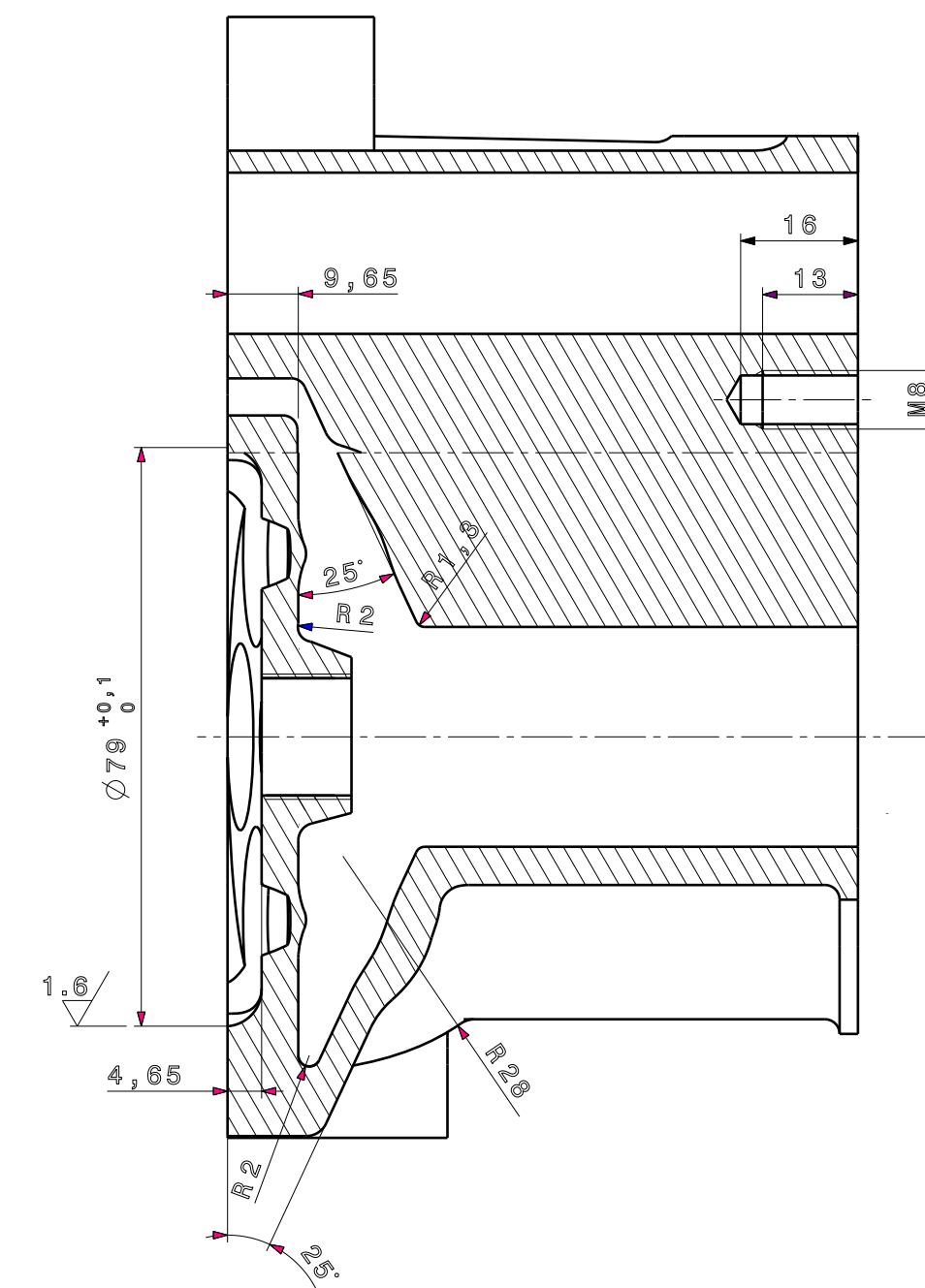
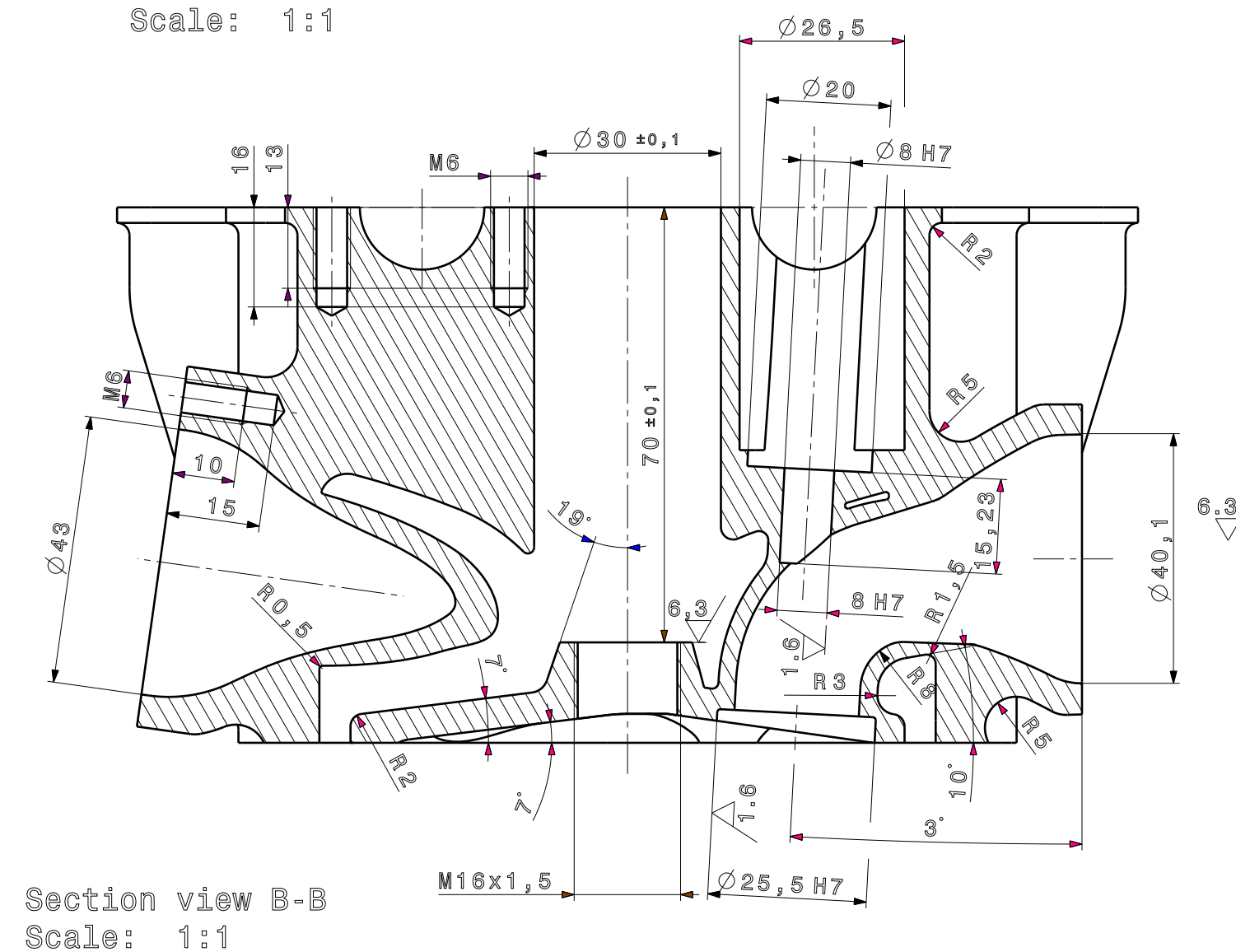
Section view C-C
Scale: 1:1



Section view D-D
Scale: 1:1

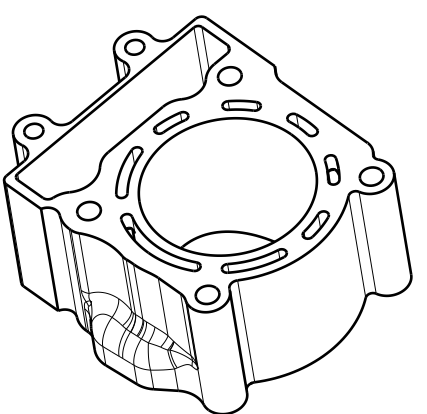
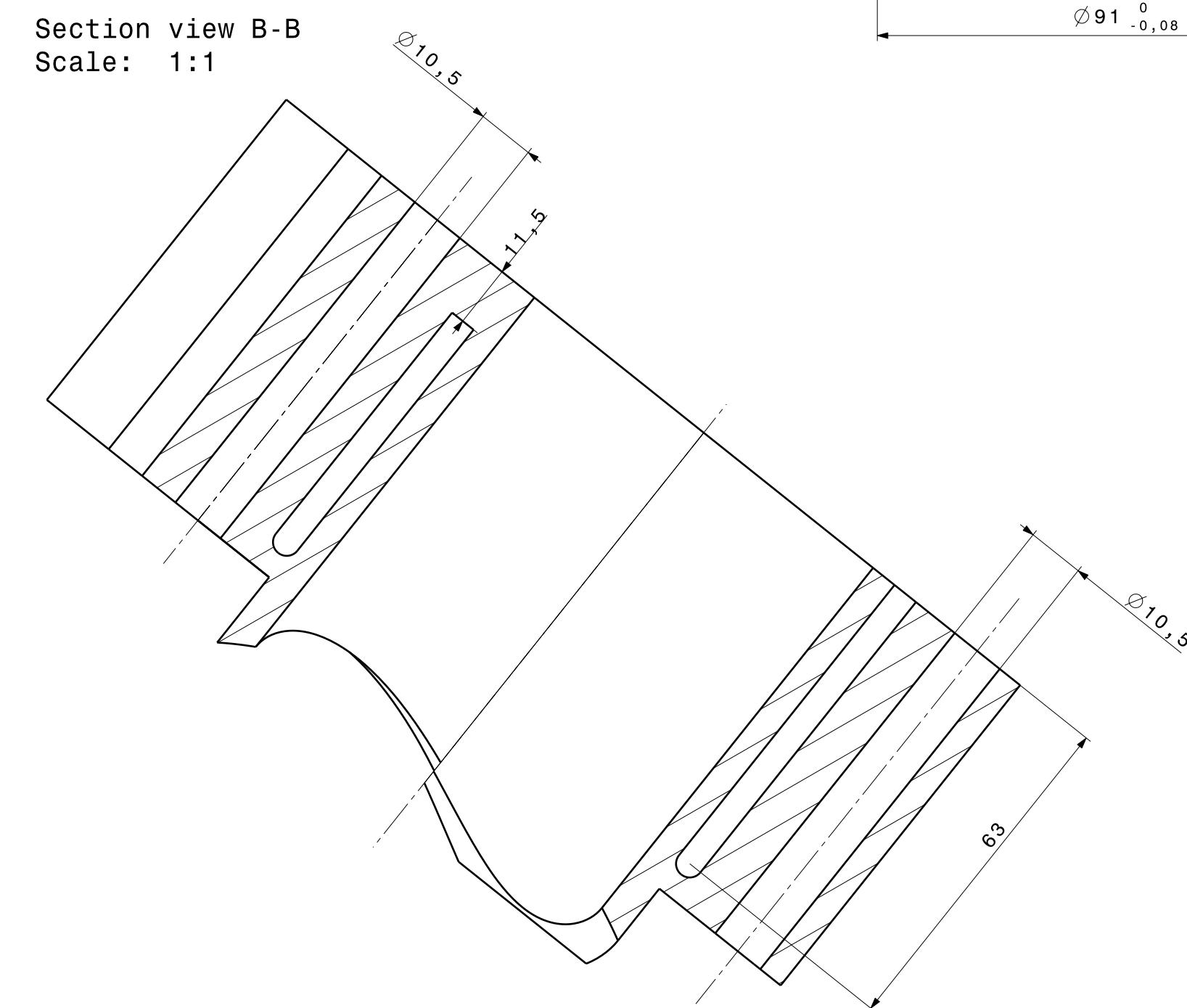
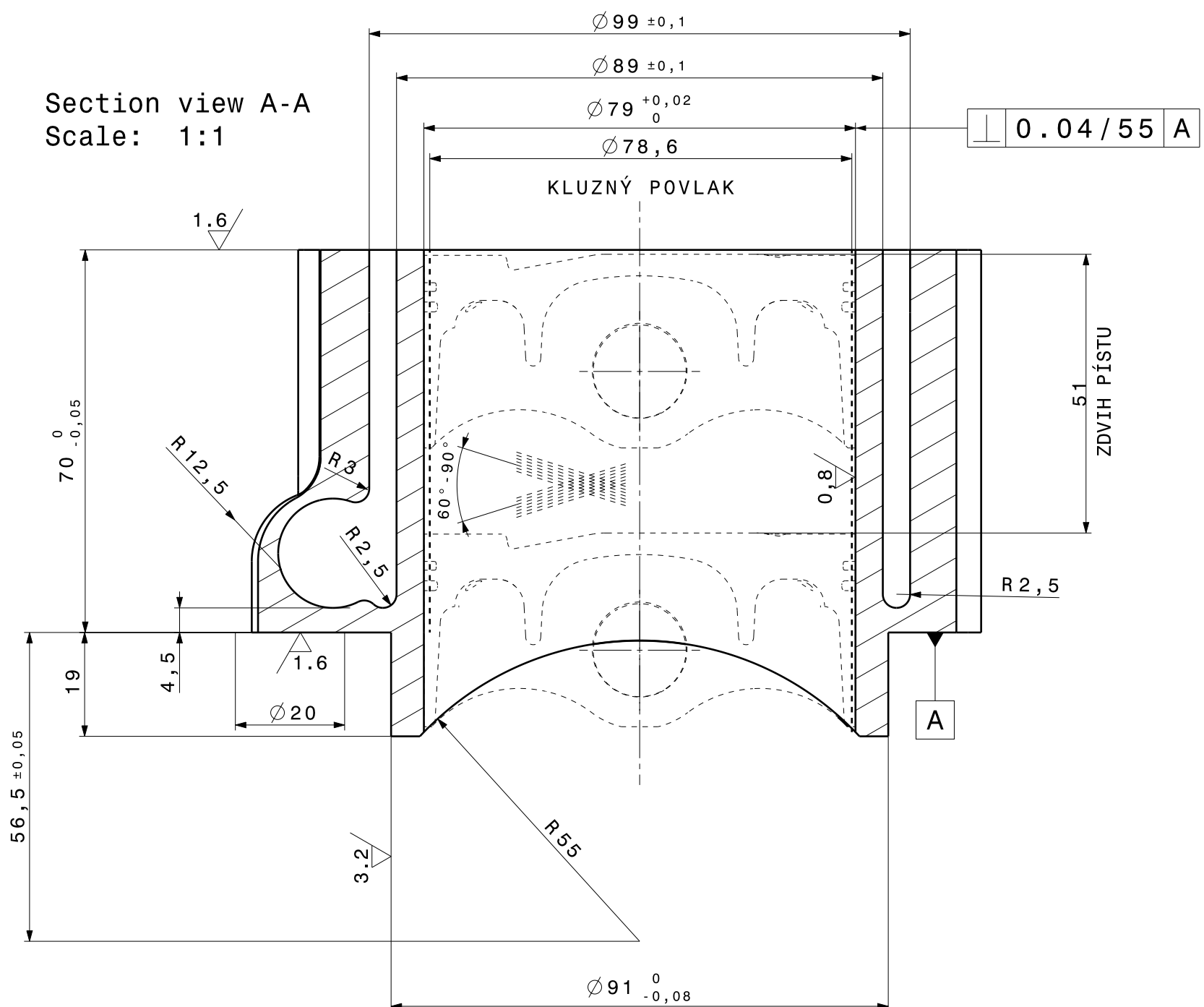
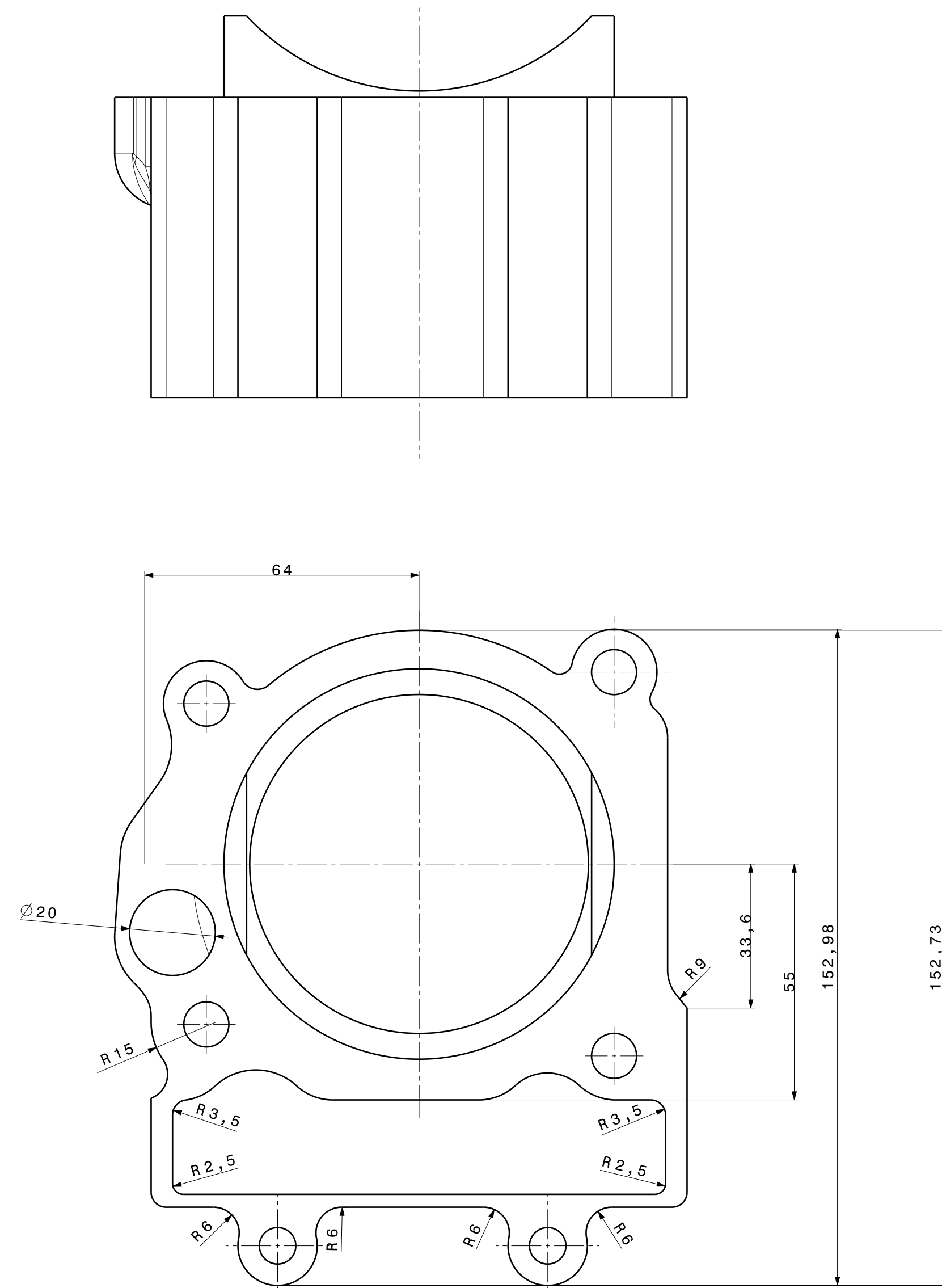
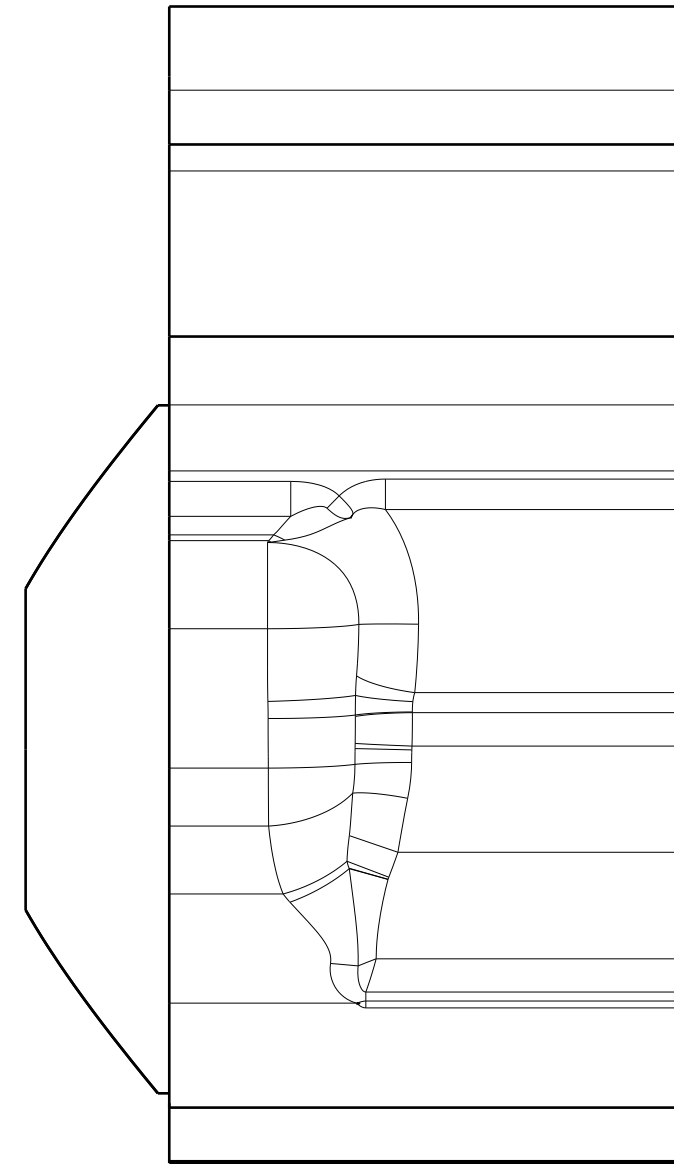
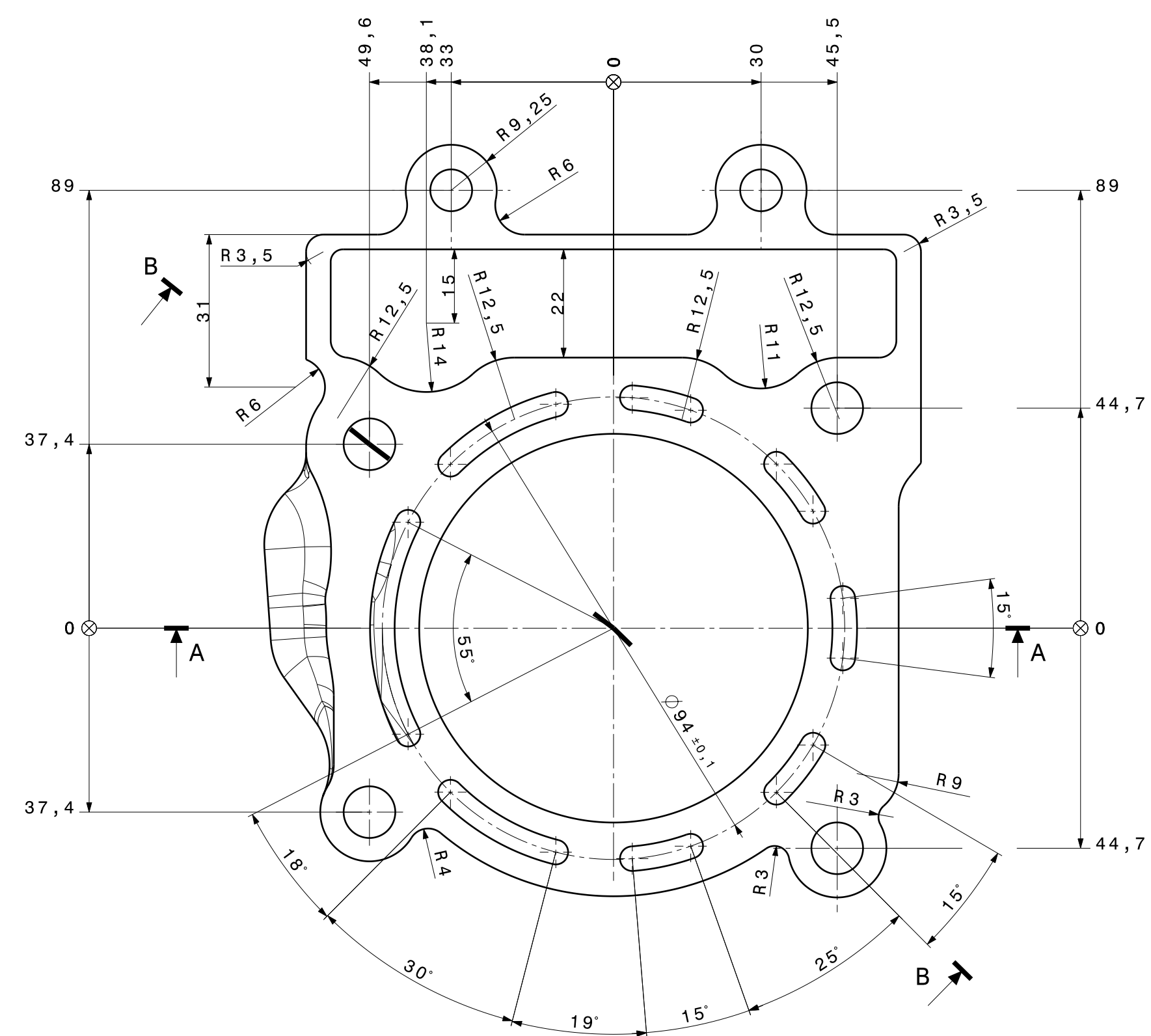



Section view A-A
Scale: 1:1




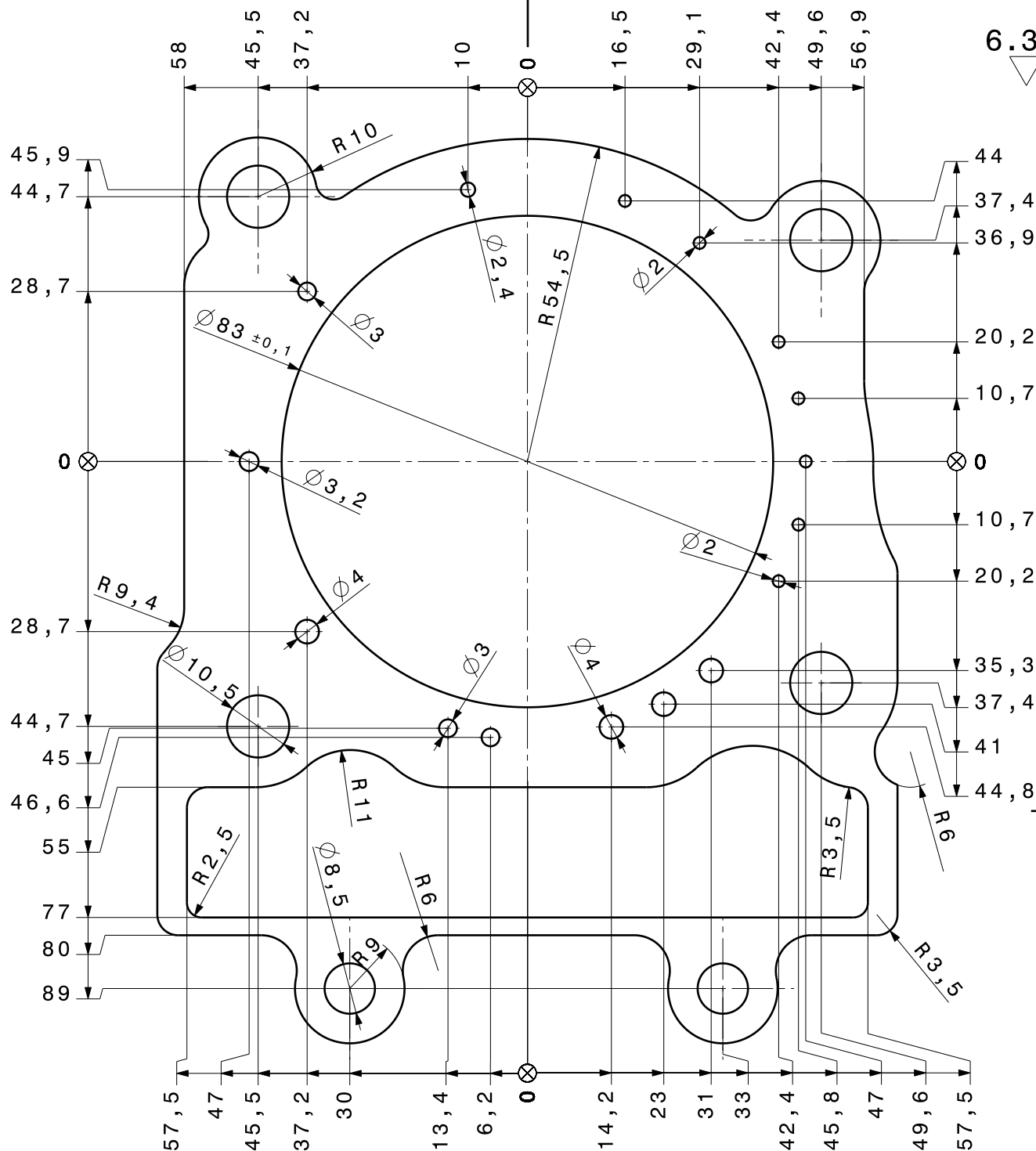
TVAROVÉ PLOCHY DLE CAD-DAT V TOLERANCI $\pm 0.03\text{mm}$
Shape surfaces by CAD-DAT in tolerance $\pm 0.03\text{mm}$

INDEX	Change	DATUM	Sign	ROZMĚR Dimension	TOLER.	ØHEL Angle	TOLER.	MĚŘÍTKO Scale	Č. KOPIJE Copy Nr.
	ØHEL				TOLER.				
	ISO 2868m				ISO 2768m				
	X				X*				
	X.X	= 0,1	X.X*	= 0,16*				1:1	
	X.XX	= 0,01	X.XX*	= 0,016*					
KRESLIL	Drawn	MARTIN KOVÁŘ	DATUM	23.5.2016		Č. VÝKRESU		CAD	
PŘEZKOUSEL	Checked		DATUM			Part number			
SCHVÁLIL	Approved		DATUM					
NÁZEV Name	HLAVA MOTORU				2352016		LIST XX Sheet Nr.		




KLUZNÝ POVLAK NI-SIC										
1		VÁLEC	155x140x75		AISi8Cu2Mn				2	
KUS Pcs.	NÁZEV Part name		ROZMĚR (ČISTÝ) Dimension (clear)		MATERIÁL Material		POZNÁMKA Remark		POS. Pos.	
INDEX Index	Change		DATUM Date		ROZMĚR Dimension	TOLER. Toler.	ÚHEL Angle	TOLER. Toler.	MĚŘÍTKO Scale	Č KOPIE Copy Nr.
	ZMĚNA									
				ROZMĚR Dimension	TOLER. Toler.	ÚHEL Angle	TOLER. Toler.	MĚŘÍTKO Scale	Č KOPIE Copy Nr.	
				X	ISO 2868m	X°	ISO 2768m			
				XX	± 0,1	XX°	± 0,16°	1:1		
				XXX	± 0,01	XXX°	± 0,016°			
KRESLIL Drawn		MARTIN KOVÁŘ	DATUM	23.5.2016					Č. VÝROBKU Part number	
PŘEZKOUEL Checked			DATUM						
SCHVÁLIL Approved			DATUM							
NÁZEV Name		VÁLEC MOTORU			Č. VÝKRESU Drawing Nr.				CAD	
					2352016155					
					LISTU Sheet				LIST XX Sheet Nr.	

INDEX	Change	DATUM	Sign		ROZMĚR	TOLER.	ÚHEL	TOLER.	MĚŘÍTKO Scale	Č KOPIE Copy Nr.
					Dimension	Toler.	Angle	Toler.		
					X	ISO 2868m	X°	ISO 2768m		
					X.X	± 0,1	X.X°	± 0,16°		
x	X.XX	± 0,01	X.XX°	± 0,016°	1:1	
KRESLIL Drawn MARTIN KOVÁŘ			DATUM 25.5.2016						Č. VÝROBKU Part number 	
PŘEZKOUSEL Checked			DATUM							
SCHVÁLIL Approved			DATUM							
NÁZEV Name VLOŽKA					Č. VÝKRESU Drawing Nr. 30520161043 LISTŮ Sheet <div style="text-align: right;">CAD LIST XX Sheet Nr.</div>					



6.3

1	TĚSNĚNÍ	155x140x1			4
KUSU Pcs.	NÁZEV Part name	ROZMĚR (ČISTÝ) Dimension (clear)	MATERIÁL Material	POZNÁMKA Remark	POS. Pos.

INDEX	Change	DATUM	Sign	ROZMĚR Dimension	TOLER. Toler.	ÚHEL Angle	TOLER. Toler.	MĚŘITKO Scale 1:1	Č KOPIE Copy Nr.
	ZMĚNA			X	ISO 2868m	X°	ISO 2768m		
	...			X.X	± 0,1	X.X°	± 0,16°		
	...			X.XX	± 0,01	X.XX°	± 0,016°		
KRESLIL Drawn MARTIN KOVÁŘ				DATUM 30.5.2016				Č. VÝROBKU Part number	
PŘEZKOUSEL Checked				DATUM					
SCHVÁLIL Approved				DATUM					
NÁZEV Name TĚSNĚNÍ				Č. VÝKRESU Drawing Nr. 3052016		CAD		LIST XX Sheet Nr.	